



# ESCOLA NAVAL

ta sainte & bi-faire



João Ricardo dos Santos Vigo Carvalho

Estudo dos Sistemas de Climatização dos Navios de  
Patrulha Oceânicos da Classe Viana do Castelo

Uma Avaliação à Luz da Teoria Axiomática de Projeto

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia  
Naval Ramo de Mecânica



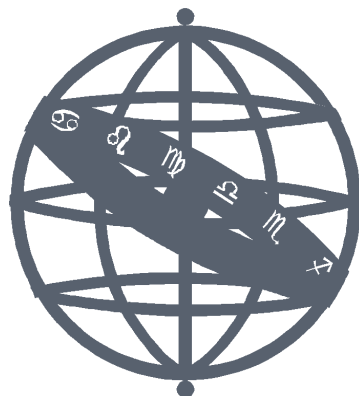
Alfeite  
2020





# ESCOLA NAVAL

talant de bi-faire



João Ricardo dos Santos Vigo Carvalho

Estudo dos Sistemas de Climatização dos Navios de Patrulha  
Oceânicos da Classe Viana do Castelo

Uma Avaliação à Luz da Teoria Axiomática de Projeto

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia Naval Ramo  
de Mecânica

**Orientação de:** Prof. Doutor Miguel Cavique Santos

*O Aluno Mestrando,*

*O Orientador,*

---

ASPOF EN-MEC João Vigo Carvalho

---

Prof. Doutor Miguel Cavique Santos

Alfeite  
2020



O pensamento pode ter elevação sem ter elegância, e, na proporção em que não  
tiver elegância, perderá a ação sobre os outros.

Bernardo Soares

Livro do Desassossego



Aos meus avós, Matilde e João.





# Agradecimentos

Quando escrevemos uma dissertação ainda jovens estamos marcados por um conjunto complexo de circunstâncias, que Pessoa em *Escritos sobre o Génio e Loucura* define como hereditárias, de ambiente e de episódios mínimos de sorte.

Neste sentido, começando pelas circunstâncias relativas ao ambiente, deixo os meus profundos agradecimentos àqueles que durante estes cinco anos e, culminado com a realização deste trabalho, me proporcionaram as condições para que atingisse o sucesso. Assim:

Agradeço ao meu orientador Prof. Doutor Cavique Santos pelo constante acompanhamento e motivação em momentos que o caminho parecia nebuloso. Agradeço ainda a forma profissional como se adaptou a esta nova realidade de uma orientação à distância provocada pela pandemia da COVID-19. Muito Obrigado.

Ao Engenheiro Almeida Tavares da Equipa de Acompanhamento e Fiscalização dos Navios de Patrulha Oceânicos, EAF-NPO, pelo apoio e disponibilidade demonstrados.

Aos docentes do Departamento de Ciências e Tecnologias da Escola Naval por todos os ensinamentos transmitidos ao longo deste cinco anos e pela preparação para o futuro que se avizinha.

Aos meus camaradas de curso, e em geral da Escola Naval, pelo companheirismo e pela amizade revelada no decurso desta jornada.

Não esquecendo o conjunto de circunstância hereditárias, num sentido mais lato da própria palavra, agradeço profundamente ao meu círculo mais íntimo que seguramente me definiu como pessoa:

À minha família, nomeadamente aos meus pais, aos meus avós, à minha tia Ivone, à Lisbeth e à Lídia. Ser-vos-ei sempre grato por ser o homem que sou.

À minha irmã Leonor e aos meus irmãos Pedro e Afonso pelas brincadeiras, pelo carinho e por, ao ver-vos crescer, também eu recordar traços da minha infância. Espero que este trabalho vos sirva de inspiração para que também vocês superem os desafios que se vos aproximam.

Por fim, aos meus amigos mais íntimos, pela positiva presença na minha vida e, por não me fazerem esquecer as minhas origens nortenhas e portuenses.

A todos deixo-vos um profundo agradecimento.



# Resumo

Os navios da classe Viana do Castelo são navios de patrulha oceânicos responsáveis por executar missões no âmbito da autoridade do Estado e de interesse público, nomeadamente a busca e salvamento marítimo. Com este trabalho estuda-se o sistema de climatização instalado à luz de uma teoria de projeto: a Axiomática de Projeto.

Considerando como principais funções de um sistema de climatização assegurar ambientes térmicos de conforto e ambientes interior saudáveis, foi realizado um estudo sobre estas temáticas. Relativamente ao conforto térmico aplicou-se o modelo de Fanger, prescrito nas normas ISO 7730 e ASHRAE 55. Com este estudo inferiu-se quais as condições que garantem maior conforto térmico. Quanto à qualidade do ar, considerando como critério de avaliação o caudal de ar novo, aplicou-se a norma ASHRAE 62 de forma a comparar este normativo com o atual projeto.

Com a aplicação do primeiro axioma da axiomática: axioma de independência foi possível concluir, depois de decompor o sistema hierarquicamente, que às várias configurações do sistema instalado correspondiam projetos acoplados. Neste sentido, e tendo como base os teoremas da teoria, foram propostas duas soluções a que correspondem projeto desacoplados. Dado que se chegaram a duas soluções que do ponto de vista axiomático correspondiam a projetos desacoplados, utilizou-se o axioma da informação com o intuito de avaliar qual o sistema com menor informação e por isso aquele que deve ser considerado o melhor projeto.

No seguimento da avaliação descrita chegou-se à conclusão que o melhor projeto correspondia a um sistema com ar novo dedicado que utiliza ventiloconvectores como unidades terminais. Esta solução é a proposta para o sistema de climatização para os futuros navios desta classe. A solução proposta tem algumas implicações em função do caudal de condensados que poderá ser formado junto de cada bateria, pelo que se apresentam duas soluções por forma a resolver este problema.

**Palavras-chave:** Axiomática de Projeto, Climatização, Navios de patrulha oceânicos, Conforto térmico, Qualidade do Ar Interior



# Abstract

Vessels of the Viana do Castelo's class are ocean patrol vessels responsible for carrying out missions under the authority of the State and in the public interest, namely maritime search and rescue. With this work studies the air conditioning system installed according to a project theory: Axiomatic Design.

Considering as the main functions of an air conditioning system to guarantee thermal comfort environments and healthy indoor environments in terms of air quality, a study of thermal comfort was conducted and ended with the application of the Fanger's model, prescribed in ISO 7730 and ASHRAE 55, to each air conditioning zone. With this study it was inferred which conditions ensure greater thermal comfort.

In terms of the air quality criteria, the dilution of indoor pollution by the definition of the new air flow to be inflated in each compartment shall be considered as a function of the system.

With the application of the first axiom of axiomatic design: the axiom of independence, it was possible to conclude, after hierarchically decomposing the system, that the various configurations of the installed system considered coupled projects. In this sense, and based on the theorems of theory, two solutions corresponding to uncoupled project were proposed. Given that two solutions were reached, that from the axiomatic point of view corresponded to uncoupled projects, the axiom of information was used in order to assess which system has the least information, and, therefore, which should be considered the best project.

Following the described evaluation, it was concluded that the best project was a dedicated outdoor air system that uses fan coils as terminal units. This is the proposed solution for the air conditioning system for future ships of this class. The proposed solution has some implications about the condensate flow that might be formed near the cooling coil of each fan coil, therefore are also proposed two solutions to solve this problem.

Nevertheless, since the ship is not a fixed platform and the insufflation air flow corresponds to the average interior conditions, the proposal reflects problems regarding the flow of condensates which may be accumulated next to the cooling batteries of each fan coil and that may infiltrate inside each compartment.

**Keywords:** Axiomatic design, climatization, Ocean Patrol Vessels, Thermal Comfort, Indoor Air Quality



# Índice

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Teoria Axiomática de Projeto</b>	<b>3</b>
2.1	Introdução . . . . .	3
2.2	Conceitos introdutórios sobre a Axiomática de Projeto . . . . .	3
2.3	Os axiomas e as suas implicações . . . . .	6
2.3.1	Axioma da independência . . . . .	7
2.3.2	Axioma da informação . . . . .	9
2.4	Corolários . . . . .	12
<b>3</b>	<b>Sistema de climatização dos NPO</b>	<b>13</b>
3.1	Tipos de sistemas de climatização . . . . .	13
3.1.1	Introdução . . . . .	13
3.1.2	Classificação quanto à área servida . . . . .	14
3.1.3	Classificação quanto ao fluido térmico . . . . .	15
3.1.3.1	Sistemas tudo ar . . . . .	15
3.1.3.2	Sistemas tudo água . . . . .	16
3.1.3.3	Sistemas ar-água . . . . .	17
3.2	O sistema instalado a bordo dos NPO's da classe Viana do Castelo . . . . .	18
3.2.1	O navio . . . . .	18
3.2.2	Descrição do sistema AVAC . . . . .	20
3.2.2.1	Sistema de Ventilação . . . . .	21
3.2.2.2	Sistema de ar condicionado . . . . .	22
3.2.2.3	<i>Air conditioning units</i> . . . . .	23
3.2.2.4	Ventiloconvectores . . . . .	24
3.2.2.5	Equipamentos para produção de água refrigerada . . . . .	25
3.2.2.6	Equipamentos para produção de água aquecida . . . . .	27
3.3	Análise de algumas zonas . . . . .	28
3.3.1	AC2.2 . . . . .	28
3.3.2	AC3.1 . . . . .	31
<b>4</b>	<b>Conforto térmico e ventilação</b>	<b>35</b>
4.1	Conforto térmico . . . . .	35
4.1.1	Metabolismo e trabalho . . . . .	37
4.1.2	Processos de transferência de calor através da pele . . . . .	39
4.1.3	Processos de transferência de calor através da respiração . . . . .	45
4.1.4	Modelo de Fanger . . . . .	46
4.1.5	Modelos Adaptativos . . . . .	48
4.2	Aplicação do modelo de Fanger aos NPO's . . . . .	49

4.3	Ventilação . . . . .	55
4.3.1	ASHRAE 62 Vs Projeto NPOs . . . . .	58
<b>5</b>	<b>Aplicação da Axiomática de Projeto</b>	<b>61</b>
5.1	Decomposição axiomática do sistema instalado . . . . .	61
5.2	Zona servida por UTAN . . . . .	62
5.2.1	Matriz de projeto . . . . .	65
5.2.1.1	Situação típica de verão . . . . .	65
5.2.2	Situação típica de meia estação . . . . .	67
5.3	Zona servida por UTA com recirculação . . . . .	68
5.3.1	Situação típica de verão . . . . .	71
5.4	Uma solução do ponto de vista axiomático . . . . .	72
5.4.1	1ª solução . . . . .	72
5.4.2	2ª solução . . . . .	75
5.5	Axioma da informação . . . . .	77
5.5.1	Informação do projeto: 1ª solução . . . . .	77
5.5.2	Informação do projeto: 2ª solução . . . . .	78
<b>6</b>	<b>Discussão de resultados</b>	<b>79</b>
<b>7</b>	<b>Conclusão</b>	<b>81</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>83</b>
	<b>Apêndices</b>	<b>85</b>
<b>A</b>	<b>Código MATLAB- Cálculo de índices VMP (<i>calculopmv.m</i>)</b>	<b>85</b>
<b>B</b>	<b>Código MATLAB- Cálculo de temperatura de conforto (<i>pmv0temperatura.m</i>)</b>	<b>89</b>
	<b>Anexos</b>	<b>91</b>
<b>I</b>	<b>Novenco Technical Calculations</b>	<b>91</b>
<b>II</b>	<b>Dados técnicos AC3.1 e AC2.2</b>	<b>101</b>
II.1	AC2.2 . . . . .	101
II.2	AC3.1 . . . . .	107
<b>III</b>	<b>Medições efetuadas nas provas de mar</b>	<b>113</b>



# Lista de Figuras

2.1	Áreas de aplicação da Axiomática de Projeto . . . . .	4
2.2	O processo de desenvolvimento do Projeto da perspetiva da AP . .	5
2.3	Processo de decomposição zigue-zague . . . . .	6
2.4	Raciocínio da aplicação axiomática ao projeto . . . . .	7
2.5	Decomposição ilustrativa de um sistema de 3RF e 3PP . . . . .	8
2.6	Área da função densidade probabilidade de um sistema . . . . .	11
2.7	Aplicação dos axiomas da AP . . . . .	12
3.1	Sistema de climatização . . . . .	14
3.2	Desenho esquemático de uma UTA . . . . .	15
3.3	Zonas sob jurisdição nacional . . . . .	19
3.4	NRP Viana do Castelo . . . . .	20
3.5	Disposição do navio em MFZ . . . . .	21
3.6	Imagem ilustrativa de um <i>louver</i> . . . . .	22
3.7	Diagrama AC 3.1 . . . . .	24
3.8	Ventiloconvector . . . . .	25
3.9	Esquema do <i>chiller</i> instalado . . . . .	26
3.10	Temperatura de água refrigerada à saída do evaporador em função da carga . . . . .	26
3.11	Esquema para a produção e distribuição de aquecida para o ar con- dicionado . . . . .	27
3.12	Esquema ventilação AC3.1 . . . . .	32
4.1	PPI em função do VMP . . . . .	49
4.2	Uniforme de embarque . . . . .	50
4.4	VMP e PPI para cada MFZ na situação de verão . . . . .	52
4.3	VMP e PPI para cada MFZ na situação de inverno . . . . .	53
4.5	Gráfico da temperatura ambiente em função da PPI para a situação de inverno . . . . .	54
4.6	Gráfico da temperatura ambiente em função da PPI para a situação de verão . . . . .	54
5.1	Mapeamento entre o domínio físico e funcional de um sistema de climatização até ao nível 1 de decomposição . . . . .	62
5.2	Configuração do sistema para uma UTAN . . . . .	63
5.3	Decomposição PP1.1: Sistema de Controlo da temperatura . . . . .	64
5.4	Decomposição PP 1.2: Sistema de Ventilação . . . . .	64

5.5	Configuração do sistema com UTAN considerando necessidades térmicas heterogêneas: a azul espaços com necessidades de aquecimento; a laranja espaços com necessidades de arrefecimento . . . . .	67
5.6	Configuração do sistema para uma UTA com recirculação de ar . . .	69
5.7	Decomposição PP1.1 para UTA com recirculação de ar . . . . .	70
5.8	Decomposição PP1.2 para UTA com recirculação de ar . . . . .	71
5.9	Nova decomposição do sistema de controlo de temperatura . . . . .	73
5.10	Nova decomposição do sistema de ventilação . . . . .	73
5.11	Decomposição do sistema de controlo de temperatura considerando as novas alterações . . . . .	76
5.12	Decomposição do sistema de ventilação considerando as novas alterações . . . . .	76

# Lista de Tabelas

3.1	Condições interiores de projeto . . . . .	22
3.2	Condições exteriores limite . . . . .	22
3.3	Características de cada AC . . . . .	24
3.4	Características compartimentos da AC2.2 na situação de verão . . .	30
3.5	Características dos compartimentos da AC2.2 na situação de inverno	31
3.6	Características do funcionamento da UTA na situação de verão . . .	32
3.7	Características do funcionamento da UTA na situação de Inverno .	33
4.1	Valores para o metabolismo para várias atividades . . . . .	37
4.2	Frequência cardíaca e consumo de oxigénio para diferentes atividades	38
4.3	Equações para determinação do coeficiente de convecção, $h_c$ . . . .	40
4.4	Isolamento térmico de algumas peças de vestuário . . . . .	43
4.5	Isolamento do uniforme de embarque para situações de inverno e verão	50
4.6	metabolismo para cada zona de climatização . . . . .	51
4.7	Condições de Projeto para cada zona de climatização . . . . .	51
4.8	VMP e PPI obtidos para cada zona de climatização . . . . .	52
4.9	Resultados obtidos para a temperatura ambiente . . . . .	54
4.10	Concentração de poluentes no concelho de Almada . . . . .	56
4.11	Índices de qualidade do ar . . . . .	56
4.12	Excerto da tabela 6.2.2.1 da ASHRAE 62.1 de 2013 . . . . .	57
4.13	Valores para a efetividade de distribuição de ar . . . . .	58
4.14	Caudal de ar novo: ASHRAE 62 Vs Projeto . . . . .	59



# Lista de Abreviaturas, Acrónimos e Símbolos

## Abreviaturas

Cs    Constrangimentos

VC    Ventiloinvector

w    molhabilidade

## Acrónimos

AP    Axiomática de Projeto

AVAC    Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado

ENVC    Estaleiros Navais de Viana do Castelo

MATLAB    *MATrix LABoratory*

MFZ    Main Fire Zone

NATO    North Atlantic Treaty Organization

NPO    Navio de patrulha oceânico

NRP    Navio da República Portuguesa

PP    Parâmetro de Projeto

PPI    Percentagem de pessoas insatisfeitas

QAI    Qualidade do ar interior

RF    Requisito Funcional

UTA    Unidade de tratamento de ar

UTAN    Unidade de tratamento de ar novo

VAV    Volume de ar variável

VMP Voto médio previsível

## Símbolos

$\dot{m}_{res}$	Ventilação pulmonar	$[\frac{kg}{s}]$
$\dot{m}_{rsu}$	Taxa de geração de suor	$[\frac{kg}{s.m^2}]$
$\dot{m}_{w,res}$	Perdas de água por respiração	$[\frac{kg}{s}]$
$\overline{T_r}$	Temperatura média radiante	$[K]$
$\overline{t_r}$	Temperatura média radiante	$[^{\circ}C]$
$\phi$	Humidade relativa	$[\%]$
$\varepsilon$	emissividade	
$A_{cl}$	Área superficial de um corpo vestido	$[m^2]$
$A_D$	Área de superfície de Dubois	$[m^2]$
$A_r$	Área efetiva de radiação do corpo	$[m^2]$
$A_z$	Área líquida de ocupação	$[m^2]$
$C$	Perdas de calor sensível através da pele por convecção	$[\frac{W}{m^2}]$
$c :$	Calor específico do ar	$[[\frac{kJ}{KgK}]]$
$C_{res}$	Perdas de calor sensível através da respiração por convecção	$[\frac{W}{m^2}]$
$E_{res}$	Perdas de calor latente através da respiração	$[\frac{W}{m^2}]$
$E_{sk}$	Perdas de calor latente através da pele	$[\frac{W}{m^2}]$
$E_z :$	Efetividade de ventilação	
$f_{cl}$	Fator de correção de área	
$F_{p,i}$	Fator de posição entre o indivíduo e a superfície $i$	
$h_a$	Entalpia do ar ambiente	$[\frac{J}{kg}]$
$h_c$	coeficiente de convecção	$[\frac{W}{m^2K}]$
$h_{ex}$	Entalpia do ar expirado	$[\frac{J}{kg}]$

$h_e$	Coeficiente de transferência de calor latente	$[\frac{W}{m^2 kPa}]$
$h_{fg}$	Calor de vaporização da água	$[\frac{J}{kg}]$
$h_r$	Coeficiente de radiação	$[\frac{W}{m^2 K}]$
$I$	Informação	[bit]
$I_{sis}$	Informação de um sistema	[bit]
$K_{res}$	Constante de proporcionalidade entre a ventilação pulmonar e o metabolismo	
$l$	Altura	[m]
$M$	Metabolismo	$[\frac{W}{m^2}]$
$m$	Massa	[kg]
$p_a$	Pressão parcial de vapor do ar ambiente	[kPa]
$p_{sk,s}$	Pressão parcial de vapor à superfície da pele	[kPa]
$P_z$	Número de pessoas previstas numa zona de climatização	
$Q :$	Calor sensível	[kW]
$Q_b$	Caudal mínimo de ar novo	$[\frac{m^3}{h}]$
$Q_{O_2}$	Caudal volúmico de consumo de oxigénio	$[\frac{mL}{s}]$
$R$	Perdas de calor sensível através da pele por radiação	$[\frac{W}{m^2}]$
$R_a$	Caudal de ar novo requerido por unidade de área	$[\frac{m^3}{hm^2}]$
$R_{cl}$	Resistência da roupa às trocas de calor sensível	$[\frac{m^2 K}{W}]$
$R_{e,cl}$	Resistência da roupa à transferência de calor latente	$[\frac{m^2 kPa}{W}]$
$R_p$	Caudal de ar novo necessário por pessoa	$[\frac{m^3}{h}]$
$S_{cr}$	Calor acumulado no interior do corpo	$[\frac{W}{m^2}]$
$S_{sk}$	Calor acumulado na superfície da pele	$[\frac{W}{m^2}]$
$t_a$	Temperatura do ar	[°C]
$T_d$	Temperatura de bolbo seco	[°C]
$T_i$	Temperatura superficial da superfície $i$	[K]

$t_o$	Temperatura operativa	$[^{\circ}C]$
$t_{sk}$	Temperatura da pele	$[^{\circ}C]$
$V$	Velocidade do ar	$[\frac{m}{s}]$
$W$	Trabalho desenvolvido	$[\frac{W}{m^2}]$
$W_a$	Humidade específica do ar ambiente	$[\frac{kg_{vapor}}{kg_{arseco}}]$
$W_{ex}$	Humidade específica do ar expirado	$[\frac{kg_{vapor}}{kg_{arseco}}]$



# Capítulo 1

## Introdução

Os navios-patrolha oceânicos, NPO da classe Viana do Castelo são resultado do projeto NPO 2000, tendo sido os navios NRP<sup>1</sup> Viana do Castelo e NRP Figueira da Foz construídos pelos, agora extintos, Estaleiros Navais de Viana do Castelo, ENVC. Os navios que também integram esta classe, NRP Sines e NRP Setúbal foram, por sua vez, construídos no mesmo local pelos estaleiros *West Sea*. Estes navios têm como missão exercer funções de autoridade do Estado e realizar tarefas de interesse público nas áreas de jurisdição ou responsabilidade nacional, estando vocacionados para atuar na zona económica exclusiva Nacional. Desenvolvem tarefas de busca e salvamento marítimo, fiscalização da pesca, prevenção e combate à poluição marinha, bem como combate a atividades ilegais como o narcotráfico, imigração ilegal, tráficos de armas e outros ilícitos. Com o atual compromisso assumido por Portugal para com a Organização do Tratado Atlântico Norte, OTAN <sup>2</sup>, estão ainda para ser construídos em Viana do Castelo mais seis navios desta classe.

Um sistema de climatização assume um carácter de extrema importância para o sucesso da missão em qualquer navio dado ser responsável por garantir as condições que proporcionem, não só o bom estado dos equipamentos a bordo, assim como, a realização de um conjunto exigentes de tarefas e operações diárias num ambiente confortável para todos os militares embarcados. Desta forma, e estando prevista a construção de mais seis navios desta classe pelos estaleiros navais *West Sea*, torna-se pertinente avaliar os sistemas de climatização especificados para estes navios tendo em vista a proposta de melhorias. Acrescenta-se que o sistema de climatização destas unidades navais sofreu inclusive alterações entre os primeiros dois navios entregues à Marinha pelos ENVC para os navios entregues pelos estaleiros *West Sea*.

Posto isto, esta dissertação consiste na avaliação do sistema de climatização utilizando a teoria axiomática de projeto<sup>3</sup>. A Teoria Axiomática de projeto é constituída por dois axiomas que constituem critérios objetivos de avaliação da qualidade dos projetos propostos aumentando a produtividade da equipa do projeto (Vieira, 2017). O primeiro axioma, designado por axioma da independência, visa maximizar a independência dos requisitos funcionais enquanto que, o segundo, visa minimizar o conteúdo de informação de um projeto. Com a aplicação do primeiro

---

<sup>1</sup>Navio da República Portuguesa

<sup>2</sup>Em Inglês: North Atlantic Treaty Organization, NATO

<sup>3</sup>Na literatura Anglo-saxónica: Axiomatic Design

axioma pretende-se avaliar o sistema de climatização instalado a bordo destas unidades navais e identificar situações de possíveis acoplamentos, bem como, elaborar uma proposta de melhoria do sistema.

Para o estudo referido, este trabalho dedica um capítulo por forma a explicar a teoria de projeto utilizada. Seguidamente, no terceiro capítulo, é exposto detalhadamente o sistema de aquecimento ventilação e ar condicionado do navio, enfatizando duas zonas de climatização que traduzem as duas configurações de unidades de tratamento de ar utilizadas. No quarto capítulo, em virtude de se considerar como principais funções de um sistema de climatização o conforto térmico e a qualidade do ar interior, é elaborado um estudo sobre estas temáticas materializado pela aplicação das normas ASHRAE 55 e ISO 7730 relativas ao conforto térmico e pela ASHRAE 62 relativa à qualidade do ar. O trabalho culmina com aplicação da axiomática de projeto ao sistema instalado. Em virtude dos resultados obtidos é ainda proposta uma alteração ao sistema original e instalado a bordo na qual, os requisitos funcionais acima definidos são atingidos de forma independente em cada compartimento. São ainda proposta duas soluções tendo em vista o caudal de condensados gerado nas baterias de arrefecimento dos ventiloconvectores e que pode constituir um problema caso este se infiltre nos interiores dos compartimentos devido ao movimento do próprio navio.

# Capítulo 2

## Teoria Axiomática de Projeto

### 2.1 Introdução

A teoria Axiomática de Projeto (AP), ou Axiomatic Design, foi elaborada por Nam Pyo Suh e publicada, pela primeira vez, em 1990 no livro *Principles of Design*. Suh, de descendência sul coreana, começou por ser professor no MIT - *Massachusetts Institute of Technology*. Em 1984 após a nomeação presidencial de Ronald Reagan, 40<sup>o</sup> Presidente dos Estados Unidos da América, assumiu as funções de diretor adjunto para a engenharia da NSF<sup>4</sup> - *National Science Foundation*. Foi inclusive entre 2006 e 2013 reitor da KAIST - *Korea Advanced Institute of Science and Technology*, tendo a mesma alcançado o 63<sup>o</sup> lugar entre as mais prestigiadas universidades do mundo.

A teoria desenvolvida por Suh constitui uma base científica orientada para o desenvolvimento de um projeto, nomeadamente nos campos do projeto de conceção de produtos, sistemas e *software*. Através dos seus axiomas permite ainda que esta teoria possa ser aplicada de forma efetiva em diversas áreas. A figura 2.1<sup>5</sup> denota as áreas de aplicação nas quais se tem vindo a utilizar a AP (Kulak, Cebi & Kahraman, 2010).

### 2.2 Conceitos introdutórios sobre a Axiomática de Projeto

O primeiro conceito que se torna relevante definir é o de Projeto<sup>6</sup>, que consiste na constante interação entre aquilo que queremos atingir e como o pretendemos fazer. É do decorrer desta interação que resulta o conceito de domínios do projeto. Qualquer projeto tem início no domínio do cliente que é caracterizado pelas necessidades que este pretende alcançar num produto, sistema ou material. No domínio funcional são definidas as funções que o projeto deverá desempenhar a partir dos requisitos do cliente, a que chamaremos de requisitos funcionais (RFs). O objetivo do projeto é elaborado sob a forma de RFs enquanto que a solução é, por sua vez,

---

<sup>4</sup>Agência Governamental dos Estados Unidos da América que promove a pesquisa e educação nos campos da Ciência e Engenharia

<sup>5</sup>Fonte: Kulak, Cebi e Kahraman (2010)

<sup>6</sup>A literatura Anglosaxónica utiliza, neste contexto, a palavra Design para se referir a Projeto

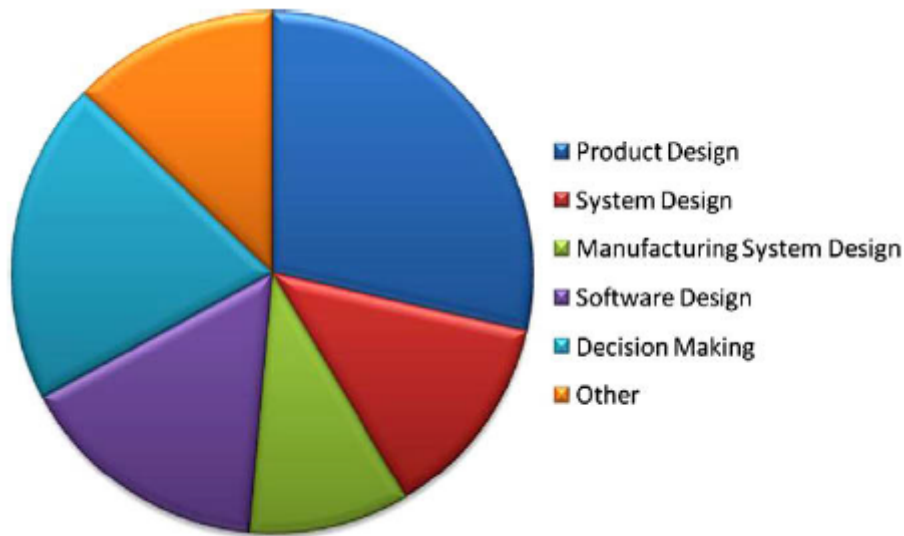


FIGURA 2.1: Áreas de aplicação da Axiomática de Projeto

gerada no domínio físico através de parâmetros de projeto (PPs) que a caracterizam fisicamente. Finalmente, quando se pretende produzir o produto em função dos seus PPs entramos no domínio do processo. A figura 2.2 ilustra o processo de desenvolvimento de um projeto e as relações entre os deus domínios.

Outro conceito deveras importante no contexto da AP é o de Constrangimentos ao Projeto (Cs) que se caracterizam por serem limites impostos a uma solução aceitável. Os Cs podem ser de dois tipos: de *Input* e de sistema. Os Cs de *Input* são referentes às especificações do Projeto e estão relacionados com as limitações devidas a dimensões, peso, custo de materiais, etc., enquanto que os Cs de sistema são impostos pelo sistema em que a solução deve funcionar, e por sua vez, estão relacionados com a forma geométrica, capacidades industriais ou de maquinaria(Suh, 1990).

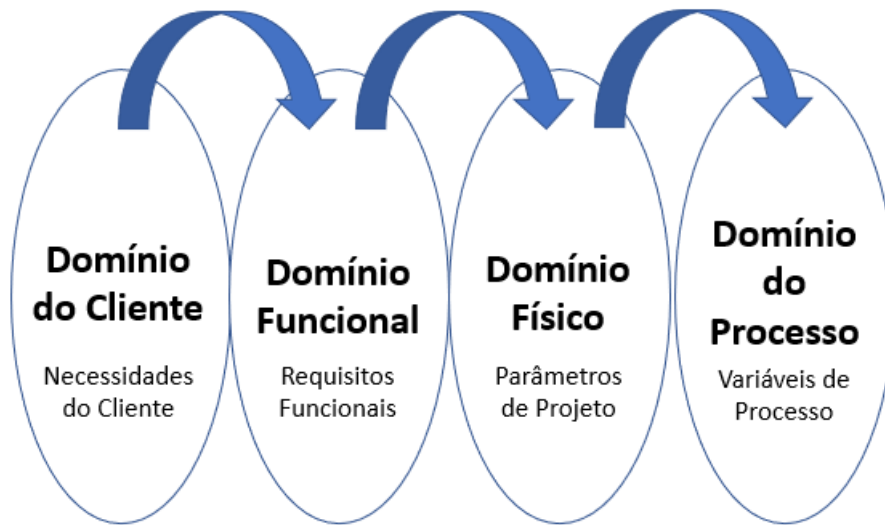


FIGURA 2.2: O processo de desenvolvimento do Projeto da perspectiva da AP

O Projeto é, desta forma, a definição alternada entre o domínio funcional e o domínio físico num processo sucessivo de decomposição desde o nível mais elevado de conceção do sistema até aos diversos subsistemas, equipamentos e peças que o constituem. De acordo com a AP, os projetos são desenvolvidos desde um nível mais generalizado até níveis mais específicos, suficientemente detalhados, em que o Projeto esteja claramente descrito (Vieira, 2017). Assim, por forma a decompor os RFs e os PPs em cada nível utiliza-se o processo de zigue-zague entre os dois Domínios, como ilustrado na figura 2.3. Desta forma, de um RF no domínio funcional passamos para o domínio físico e idealiza-se o correspondente PP. Seguidamente regressa-se ao domínio funcional para, num novo nível de decomposição, traçar os requisitos funcionais que coletivamente satisfaçam o RF de nível superior. O processo de zigue-zague termina quando o RF de um determinado nível possa ser atingido sem mais decomposição (Suh, 2001).

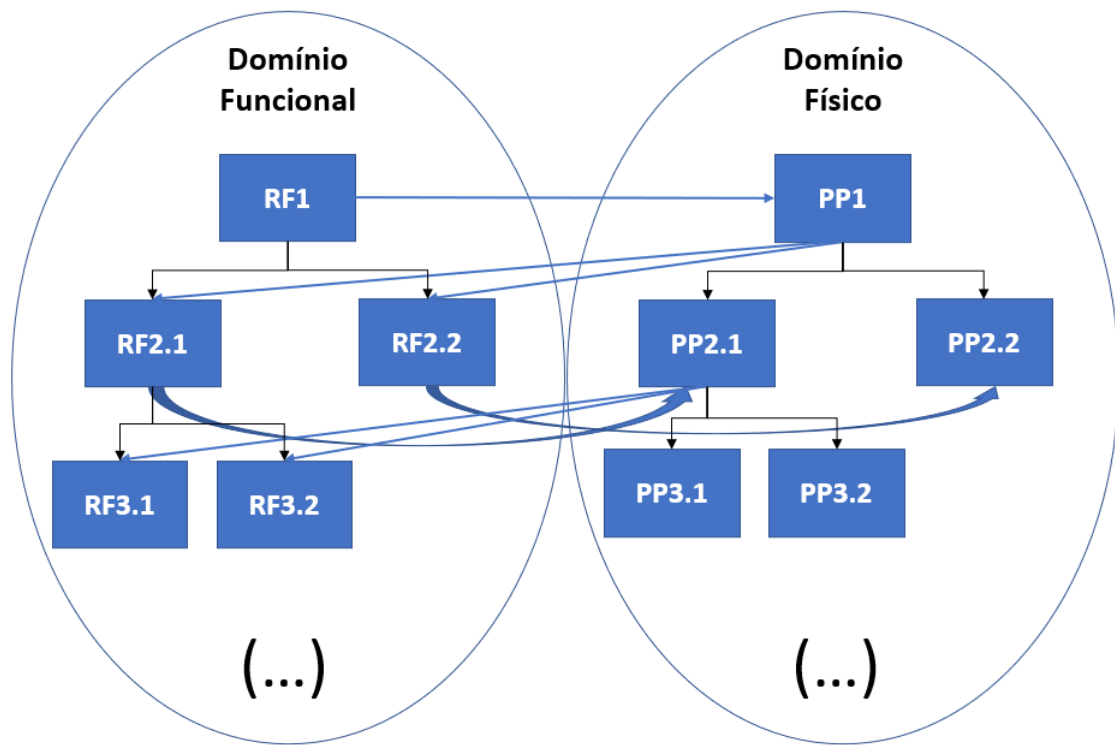


FIGURA 2.3: Processo de decomposição zigue-zague

## 2.3 Os axiomas e as suas implicações

O Projeto pode então ser definido formalmente como a criação de soluções sob a forma de produtos através da alternância entre os RFs no domínio funcional e os PPs no domínio do projeto. Este processo não é único e depende do projetista, pelo que, podem resultar diferentes projetos da geração dos PPs que satisfaçam os RFs. Por este motivo, podem existir infinitas soluções plausíveis. A AP fornece, através de dois axiomas, os princípios para produzir um bom Projeto, assim como pode ser utilizada para comparar diferentes Projetos (Suh, 1990). Os axiomas são os seguintes:

Axioma 1: Axioma da Independência - Manter a independência dos RFs;

Axioma 2: Axioma da Informação - Minimizar o conteúdo de informação de um Projeto.

O axioma da Independência rege as relações entre as variáveis funcionais e físicas (RFs e PPs) e, por outras palavras, define que durante o processo de criação do Projeto assim que passamos dos RFs no domínio funcional para os PP no domínio do físico, o processo deve ser tal que: uma perturbação num determinado PP afete idealmente o RF a que se refere. Por outro lado, o axioma da informação afirma que de todos os Projetos que já cumpram o axioma 1, aquele que contiver menos informação é o melhor Projeto.

Neste sentido, e ainda que, por vezes não seja fácil encontrar uma solução que satisfaça o axioma da independência, este deve ser sempre aplicado primeiramente que o axioma da informação. Quando apenas um projeto é encontrado que satisfaça o axioma 1, esse projeto é a solução. Quando se verifica que mais que um projeto cumpre com o primeiro axioma, deve-se aplicar o segundo axioma de forma a achar qual o projeto que possui menos informação. Este raciocínio surge ilustrado através da figura 2.4

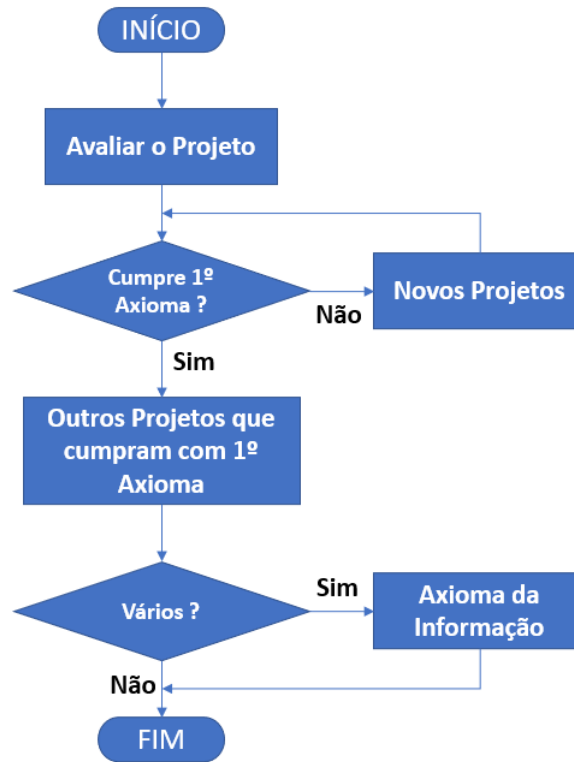


FIGURA 2.4: Raciocínio da aplicação axiomática ao projeto

#### 2.3.1 Axioma da independência

De acordo com o Axioma da Independência, o resultado do processo de alternância entre o Domínio Funcional e o Domínio Físico pode ser expresso matematicamente sob a forma da equação 2.1:

$$\{RF\} = [A] \{PP\} \quad (2.1)$$

Na equação 2.1  $\{RF\}$  e  $\{PP\}$  são vetores.  $[A]$  simboliza a matriz de projeto, que relaciona cada componente do vetor RFs com a componente do vetor PPs (Suh, 1990). Os elementos constituintes da matriz de Projeto podem ser de vários tipos: valores numéricos constantes, funções matemáticas ou simplesmente relações marcadas com um «X» para representar que um parâmetro de projeto influencia um determinado requisito funcional. Assim, no caso de não haver influência no

RF o elemento da matriz  $[A]$  é preenchido com o valor zero, ou não é preenchido. Considere-se para os seguintes exemplos a decomposição de um sistema dada pela figura 2.5.

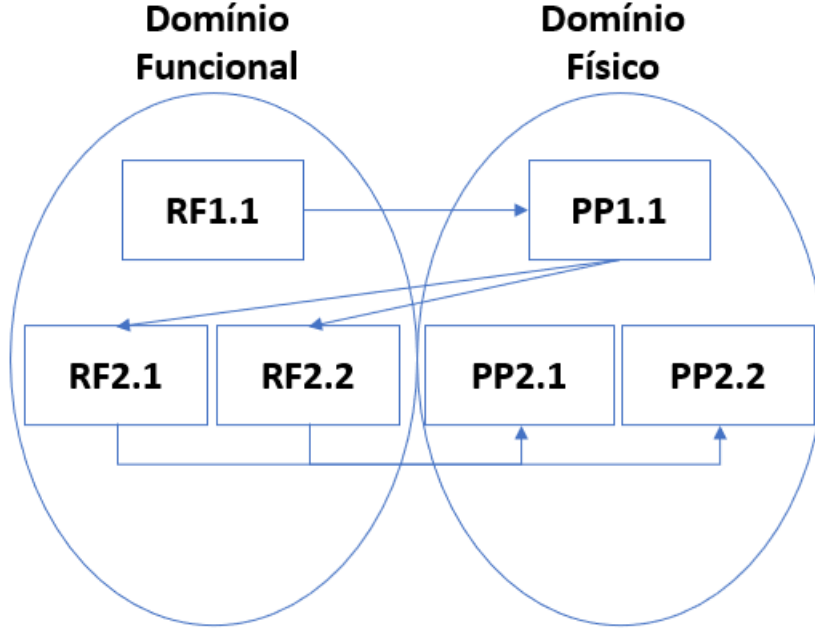


FIGURA 2.5: Decomposição ilustrativa de um sistema de 3RF e 3PP

É possível deduzir pela equação 2.1 que, em qualquer projeto que cumpra com o Axioma 1, a matriz de Projeto  $[A]$  será uma matriz diagonal como a da equação 2.2. Este tipo de Projeto é o ideal (teorema 4 da AP) e defini-se como desacoplado.

$$\begin{bmatrix} RF1.1 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & 0 \\ 0 & 0 & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} PP1.1 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Por outro lado, quando num Projeto todos os componentes estão tão integrados que cada PP contribui materialmente para cada RF estamos perante uma situação em que o Projeto se define como acoplado. (equação2.3).

$$\begin{bmatrix} RF1.1 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & 0 & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} PP1.1 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

Há, no entanto, casos em que um Projeto não é acoplado nem desacoplado, facto que é comum em muitos Projetos. Um Projeto deste tipo denomina-se desacoplável e a matriz de projeto é triangular (superior ou inferior). Um exemplo desta situação é o da equação 2.4. Nesta situação a independência dos RF pode ser assegurada se ajustarmos os PP numa ordem particular.



$$\begin{bmatrix} RF2.1 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 \\ A_{21} & A_{22} & 0 \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} PP1.1 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

No caso da equação 2.4, se estabelecermos PP1.1 primeiramente então o valor do Requisito Funcional, RF1.1 pode ser atingido. Ainda que começar por estabelecer o PP1.1 afete RF2.1, bem como RF2.2, podemos variar o valor de PP2.1 de formar a atingir RF2.1. O mesmo se aplica para o RF2.2. Assim a ordem de estabelecimento dos PPs deve começar pelo PP2.2, depois o PP2.1 e terminar com o ajuste do PP1.1.

No caso de existirem mais Requisitos Funcionais do que Parâmetros de Projeto então o Projeto é acoplado ou não se consegue atingir a totalidade dos RFs. Este é o enunciado do Teorema 1, e pode ser visualizado através da equação 2.5, ainda que vá ser abordado mais à frente no presente trabalho.

$$\begin{bmatrix} RF1 \\ RF2 \\ RF3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \\ A_{31} & A_{32} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP1 \\ PP2 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

O Teorema 2 da AP define uma solução para este problema que passa por adicionar um novo PP que satisfaça o RF que não foi atingido. Pode também ocorrer o caso de o número de PP ser, desta vez, superior ao dos RF. Nesta situação o Projeto é redundante (enunciado do Teorema 3). Um exemplo desta situação encontra-se na equação 2.6.

$$\begin{bmatrix} RF1 \\ RF2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & & A_{33} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP1 \\ PP2 \\ PP3 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Quando, por algum motivo, se acrescenta ou altera um conjunto de RF, a solução no domínio físico expressa pelos PP definidos não irá satisfazer o novo conjunto de RF, pelo que, o conjunto de PP terão de ser revistos. Este raciocínio é enunciado pelo Teorema 5 da AP. A teoria contempla 23 teoremas, sendo estes talvez os mais importantes.

### 2.3.2 Axioma da informação

O axioma da informação trata da complexidade de um sistema. Empiricamente, é relativamente mais fácil avaliar qualitativamente a complexidade de um sistema do que quantitativamente. Considere-se como exemplo o processo de manufatura de um veio: se selecionarmos as ferramentas erradas para a sua produção a tarefa de manufatura será bastante complexa; ao invés se optarmos pelo conjunto de ferramentas certas o processo torna-se relativamente mais fácil. Posto isto, a complexidade pode ser definida como a dificuldade associada a atingir uma tarefa.

Pode acontecer para um determinado sistema, que surjam diferentes Projetos que cumpram o Axioma da Independência, e por isso, que atinjam os requisitos funcionais estabelecidos. Ainda dentro de todos estes projetos, aquele que possuir maior probabilidade de atingir os objetivos propostos estabelecidos no domínio funcional será o melhor projeto. O conceito de informação surge assim relacionado com a probabilidade de se cumprir com um, ou um conjunto de RF. Posto isto, o conteúdo de informação, para atingir um certo requisito funcional, é dada pela equação 2.7.

$$I_i = \log_2 \left( \frac{1}{p_i} \right) = -\log_2 p_i \quad (2.7)$$

Na equação 2.7 o conteúdo de Informação,  $I_i$  é definido pela probabilidade  $p_i$  de satisfazer o Requisito Funcional  $RF_i$ . A Informação é expressa na unidade de bits. Quando existem  $m$  requisitos funcionais o conteúdo de Informação de um sistema,  $I_{sis}$  pode ser expresso por:

$$I_{sis} = -\log_2 P_{\{m\}} \quad (2.8)$$

Onde  $P_{\{m\}}$  representa a probabilidade de todos os RF serem atingidos. No caso de um Projeto desacoplado, todos os requisitos funcionais são estatisticamente independentes<sup>7</sup> pelo que a Informação do sistema pode ser representada através da equação 2.9.

$$I_{sis} = -\sum_{i=1}^m \log_2 p_i \quad (2.9)$$

Por outro lado, num sistema desacoplável, a Informação do sistema pode ser dada pela equação 2.10.

$$I_{sis} = -\sum_{i=1}^m \log_2 p_{i|\{j\}} \quad (2.10)$$

$$\{j\} = \{1, \dots, i-1\}$$

Em que  $p_{i|\{j\}}$  é a probabilidade condicionada de satisfazer  $RF_i$  sabendo que os outros  $RF_j$  foram atingidos.

Assim sendo, um Projeto é considerado complexo quando a sua probabilidade de funcionar é baixa. Isto significa que o conteúdo de Informação necessária para atingir certo Requisito Funcional é elevado. Este facto pode ocorrer quando a tolerância de um RF para um produto é muito reduzida sendo necessário elevada precisão. Outra forma mais generalista de definir Informação pode ser:

---

<sup>7</sup>Dois acontecimentos dizem-se estatisticamente independentes quando a realização de um deles não influencia a realização do outro

$$I = \log_2 \left( \frac{\text{área funcionamento do sistema}}{\text{área comum}} \right) \quad (2.11)$$

Nesta expressão mais generalista considerada para apenas um RF, a área de funcionamento do sistema simboliza a área da função densidade probabilidade do funcionamento do sistema e a área comum (a azul na figura 2.6<sup>8</sup>) representa a interseção do intervalo de tolerância em que se define o projeto, ou gama de projeto, com a área da função densidade probabilidade. A gama do sistema é o intervalo em que o sistema pode funcionar.



FIGURA 2.6: Área da função densidade probabilidade de um sistema

Um exemplo em que este conceito pode ser facilmente entendido é o caso da manufatura de um veio com 1 metro de comprimento. Se numa situação a tolerância de manufatura é de  $\pm 0,1m$  enquanto que na outra é de  $\pm 0,001m$  (1mm), e no caso de se utilizar a mesma ferramenta de corte, o conteúdo de informação será tanto maior quanto menor for a tolerância, uma vez que a gama do sistema se mantém (ambos utilizam a mesma máquina de corte).

Também associados ao Axioma da Informação surgem dois teoremas: o Teorema 6 enuncia que o conteúdo de informação de um sistema desacoplado é independente da sequência na qual os PPs são alterados por forma a atingir um determinado conjunto de RFs. Por outro lado, o teorema 7 afirma que o conteúdo de informação de um Projeto acoplado ou desacoplável depende da sequência pela qual são definidos ou alterados os PPs de forma a se atingirem os RFs (Suh, 2001).

Grande partes dos estudos relacionados com o axioma da informação surgem aplicados a projetos de 1RF e 1PP. Num campo menos teórico a aplicação do segundo

<sup>8</sup>Fonte: Vieira (2017)

axioma da AP não é fácil, não só porque a aplicação a sistemas com mais que um requisito funcional seja complexa, mas porque em muitos casos não é possível obter a função densidade de probabilidade que define o sistema (ou gama do sistema) (Park, 2004). A figura 2.7<sup>9</sup> ilustra os trabalhos na área da axiomática e a sua relação com a aplicação de cada axioma (Rauch, Matt & Dallasega, 2016).

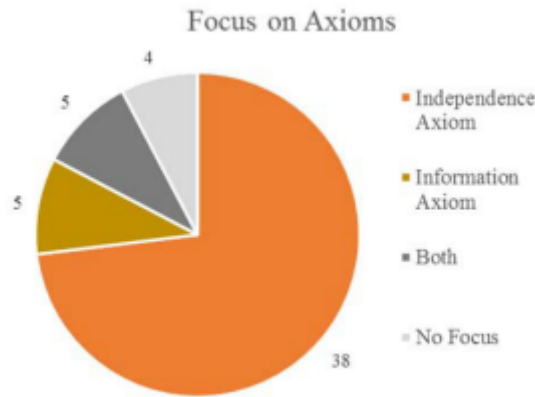


FIGURA 2.7: Aplicação dos axiomas da AP

## 2.4 Corolários

Como resultado dos Axiomas de Projeto descritos formularam-se sete corolários para auxiliar a aplicação destes:

Corolário 1: se os RFs estão acoplados ou são interdependentes, devem ser desacoplados através da revisão do conjunto de PPs propostos.

Corolário 2: os RFs e os constrangimentos devem ser minimizados para facilitar o projeto.

Corolário 3: no domínio físico, os parâmetros de projeto devem ser integrados numa única parte física se os RFs forem satisfeitos independentemente na solução proposta.

Corolário 4: no domínio físico devem ser utilizadas peças standardizadas e substituíveis desde que estas sejam consistentes com os RFs e os constrangimentos.

Corolário 5: no domínio físico devem ser utilizadas peças ou componentes de forma simétrica desde que sejam consistentes com os RFs e com os constrangimentos.

Corolário 6: a tolerância atribuída a cada RF deve ser a maior possível.

Corolário 7: deve ser procurado um projeto desacoplado que contenha menos conteúdo de informação do que qualquer projeto acoplado para satisfazer um determinado conjunto de RFs.

<sup>9</sup>Fonte: Rauch, Matt e Dallasega (2016)

## Capítulo 3

# Sistema de climatização dos NPO

Ao longo deste capítulo serão abordados os vários tipos de sistemas de climatização, seguindo-se de uma exposição sobre o sistema de climatização instalado a bordo dos navios da classe Viana do Castelo. Assim, torna-se pertinente no âmbito da presente dissertação descrever a maioria dos sistemas e aprofundar aqueles que, pelas suas características, se assemelham ao sistema utilizado nestes navios.

### 3.1 Tipos de sistemas de climatização

#### 3.1.1 Introdução

O objetivo de um sistema de aquecimento ventilação e ar condicionado, AVAC, passa por manter condições ambientais dentro de um intervalo específico num espaço (ASHRAE, 2000). Um sistema de climatização (representado em esquema pela figura 3.1<sup>10</sup>) é fundamentalmente composto por uma fonte que troca calor com a geosfera, uma rede de distribuição com um fluido, um dispositivo de movimentação desse fluido e uma carga. Quanto à sua classificação os sistemas de climatização são normalmente classificados quanto à área servida ou em função do fluido térmico utilizado.

---

<sup>10</sup>Fonte: Santos (2010)

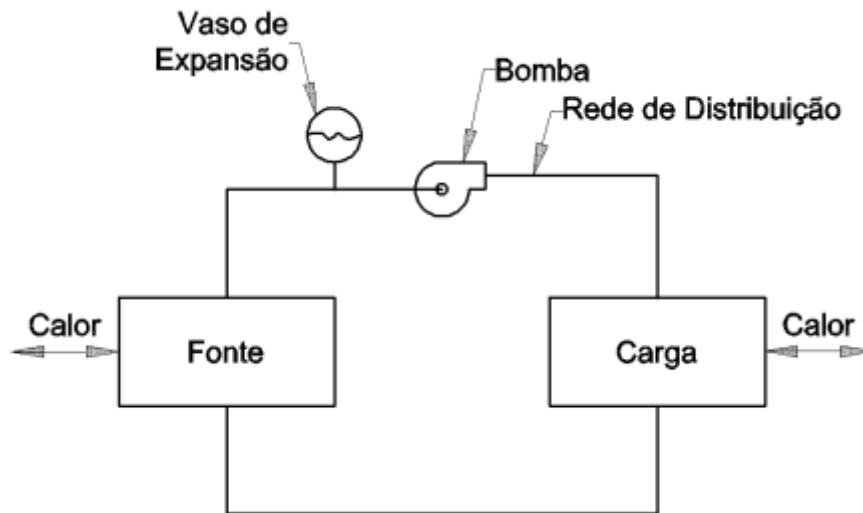


FIGURA 3.1: Sistema de climatização

### 3.1.2 Classificação quanto à área servida

Nos sistemas descentralizados, ou autônomos, o equipamento para a produção de frio utiliza o sistema de expansão direta e servem individualmente cada espaço, bem como, localizam-se geralmente próximos do local a tratar. Este tipo de sistema é especialmente aplicável em pequenos projetos onde o custo inicial e a simplicidade de instalação são importantes. Aplicações deste tipo podem também ser vantajosas em locais, que pelo seus requisitos de performance, como salas com equipamentos eletrônicos ou laboratórios necessitem de um sistema dedicado. A maioria destas unidades são pré concebidas e reúnem todos os seus componentes em módulos. Como exemplo deste tipo de sistema existem as unidades de janela ou de parede e as unidades *split* e *multi-split*.

Nos sistemas centralizados os equipamentos necessários para a produção de frio<sup>11</sup> ou calor situam-se concentrados num espaço específico, normalmente distinto dos espaços a climatizar, sendo o calor, o frio, ou ambos, transportado sob um fluido térmico. Quanto aos equipamentos para a produção de frio estes sistemas ramificam-se normalmente naqueles que utilizam máquinas frigoríficas de refrigeração, designadas de *chillers*, de compressão de vapor e de absorção. Como modo de rejeição de calor são utilizadas torres de arrefecimento, condensadores evaporativos ou, quando possível, para rios ou para o mar, como na maioria das aplicações navais. A maioria dos sistemas de produção de calor utilizados são caldeiras, podendo o fluido térmico a distribuir ser água ou vapor. Através de bombas os fluidos tanto quente como frio (geralmente água arrefecida no chiller) alcançam as unidades de tratamento de ar ou as unidades terminais. (ASHRAE, 2000)

<sup>11</sup>Designar-se-á incorretamente, ainda que muito usual neste contexto, frio como o processo de remoção de calor

#### 3.1.3 Classificação quanto ao fluido térmico

Outra forma de classificar os sistemas de climatização, como o nome indica, é em relação ao fluido térmico utilizado para distribuir, ou remover calor das zonas<sup>12</sup> a climatizar.

##### 3.1.3.1 Sistemas tudo ar

Neste tipo de sistemas é através da distribuição de ar, previamente tratado numa Unidade de Tratamento de Ar, UTA (figura 3.2<sup>13</sup>) que é efetuada a remoção das cargas térmicas de cada zona. Quando estas unidades apenas trabalham com ar exterior, designado por ar novo, designam-se por unidades de tratamento de ar novo, abreviadas para UTAN .

Uma UTA é composta entre outros componentes por: baterias de arrefecimento e aquecimento (muitas vezes utilizam duas baterias de aquecimento: uma de pré-aquecimento normalmente elétrica instalada a montante dos restantes componentes por forma a evitar o congelamentos destes e outra de reaquecimento), filtros de ar, humidificadores, desumidificadores, recuperador de calor, ventiladores, caixa ou módulo de mistura (quando parte do ar de retorno é reaproveitado), atenuadores acústicos, isolador de vibrações e sistema de controlo. Os componentes, e por sua vez, o tamanho da UTA aumenta consoante o número de processos previsto para o tratamento do ar.

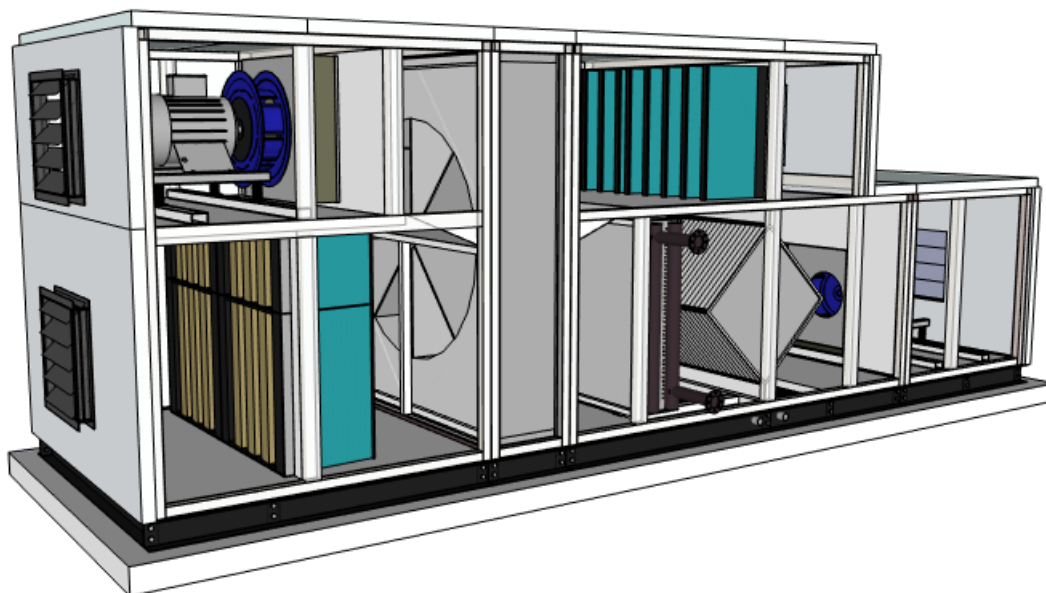


FIGURA 3.2: Desenho esquemático de uma UTA

---

<sup>12</sup>define-se zona como um conjunto de espaços com condições de climatização semelhantes

<sup>13</sup>Fonte: <https://3dwarehouse.sketchup.com/model/u0930582a-9dbf-4cf1-b666-f0ee2aa0d3af/AHU-Bendig?hl=pt-br>

O ar previamente tratado na ou nas UTAs é conduzido por uma rede de condutas e insuflado através de difusores nos espaços, sendo responsável por remover ou acrescentar a quantidade requerida de calor latente e sensível do local. O ar que retorna do espaço, ar de retorno, é aspirado e, em algumas das aplicações, parte dele retoma à UTA e mistura-se com o ar novo, sendo novamente tratado. Uma vez que o ar a insuflar nos espaços garante a remoção total das cargas de cada zona, não são necessárias unidades terminais para processamento do ar.

Dentro desta gama de sistemas é ainda possível dividi-los em: sistemas mono ou multi-zona; mono-conduta ou dupla conduta; e caudal de ar constante ou caudal de ar variável. Quando uma UTA ou um conjunto de UTAs serve apenas uma zona o sistema diz-se monozona, pelo contrário, quando tratam mais de uma zona dizem-se multi-zona.

Sob outro ponto de vista, os sistemas monoconduta apenas garantem capacidades de arrefecimento ou aquecimento a uma zona, e não ambos em simultâneo. Como na maioria das situações os requisitos de cada espaço ou zona, variam em termos de necessidades de aquecimento ou arrefecimento esta ineficiência operativa dos sistemas monoconduta pode ser atingida através da instalação de baterias de reaquecimento como unidades terminais, controladas através dos termostatos colocados em cada espaço. Os sistemas a dupla conduta não necessitam de unidade terminais uma vez que podem distribuir simultaneamente ar quente e frio.

Nos sistemas de volume de ar constante, a capacidade de aquecimento ou arrefecimento é assegurada pela variação da temperatura e humidade do ar a insuflar, mantendo-se o caudal de insuflação constante. Este controlo é normalmente assegurado por termostatos e sensores de humidade que atuam ou nos caudais de água fria ou quente que passam nas serpentinas de cada bateria da UTA. Nos sistemas de volume de ar variável, VAV, a temperatura do ar é mantida constante e o caudal de ar de insuflação, numa situação de arrefecimento, varia consoante as necessidades de carga térmica do espaço ou zona. Assim cada zona ou espaço é constituída por uma caixa de volume de ar variável que equipa um termostato e um conjunto de flaps com posição ajustável permitindo regular o caudal de ar a insuflar. Uma das vantagens destes sistemas passa pelo reduzido consumo energético devido à potência consumida pelo ventilador em comparação com a utilização em plena carga deste último nos sistemas de ar constante. Ainda, como a temperatura é mantida constante é poupada energia no sistema de refrigeração, uma vez que, não são necessárias temperaturas muito reduzidas seguidas de eventuais reaquecimentos. Por outro lado, quando a carga térmica a tratar pelo ar é reduzida, o sistema VAV fornece menos ar novo podendo surgir problemas relacionados com a qualidade do ar interior, QAI (Gheji et al., 2016).

### **3.1.3.2 Sistemas tudo água**

Neste tipo de sistemas a água é o fluido responsável por remover as cargas térmicas de cada espaço. A água arrefecida nos chillers é distribuída para arrefecimento, enquanto que a água quente produzida é distribuída para aquecimento.



Como apenas a água é distribuída pelo circuito da instalação até aos espaços é necessário uma unidade encarregue de distribuir o ar novo para manter a qualidade do ar interior e ventilar os espaços. Com base no número de tubagens<sup>14</sup> que distribuem os circuitos de água, estes sistemas também são classificados em sistemas a dois, três ou quatro tubos.

Num sistema a dois tubos, à semelhança do que acontece nos sistemas tudo ar monoconduta, apenas é possível assegurar capacidades de aquecimento ou arrefecimento dos espaços, e não ambos em simultâneo, uma vez que um dos tubos é para entrega de água e outro é para o retorno da mesma. Estes sistemas utilizam unidades terminais junto dos espaços a climatizar podendo estas unidades ser ventiloconvectores, VC, ou radiadores. A água que circula nestes equipamentos é responsável por remover ou adicionar a carga térmica ao ar interior do espaço. Através de um termostato localizado em cada zona ou espaço é possível atuar sob o caudal de água que circula em cada serpentina por forma a atender às necessidades térmicas do momento. Como apenas o ar interior do espaço é constantemente recirculado pelo VC, o ar novo deve ser fornecido ao espaço. Num sistema a quatro tubos é possível garantir tanto as funções de arrefecimento como de aquecimento dos vários espaços em simultâneo. O mesmo acontece num sistema a 3 tubos, sendo que nesta configuração a tubagem de retorno da água é comum.

As vantagens de um sistema tudo água são a necessidade de menos espaço que os sistemas tudo ar para a mesma capacidade, uma vez que o tamanho dos tubos é menor comparativamente com o das condutas.

Por outro lado, nos sistemas que utilizam VCs, é necessária manutenção periódica a estes equipamentos, e podem ocorrer muitas vezes condensações nestas unidades. O controlo da humidade dos espaços é limitado, dado que, os VCs não equipam humidificadores ou baterias de reaquecimento. Um sistema paralelo de ventilação é ainda necessário para distribuir ar novo. Mais a frente, no presente capítulo, será descrito de forma mais aprofundada as características dos VCs uma vez que, este tipo de equipamentos aplicam-se no sistema instalado nos navios em estudo (Seyam, 2018).

#### 3.1.3.3 Sistemas ar-água

Estes sistemas caracterizam-se por utilizar em seu favor as melhores características dos sistemas acima descritos. Os sistemas ar-água distribuem pelos espaços tanto água (fria e/ou quente) e ar previamente tratado numa UTA. As unidades terminais asseguram o arrefecimento ou aquecimento necessário a cada zona.

Uma das configurações destes sistemas utiliza ventiloconvectores como unidades terminais por forma a condicionar o ar, e Unidades de tratamento de ar para tratar o ar a insuflar no espaço. Nestas situações, na situação de verão a carga sensível é removida pelo ventiloconvector, estando o ar fornecido pela UTA ou UTAN frio e desumidificado capaz de remover a carga latente da sala, eliminando problemas de condensação nas baterias de arrefecimento. De forma similar, numa situação típica

---

<sup>14</sup>Utiliza-se na Marinha, neste contexto, a expressão encanamentos

de inverno a unidade terminal acrescenta a carga sensível da sala, encontrando-se o ar proveniente da UTA aquecido e humidificado.

Outro tipo de configuração utiliza unidades de indução como unidades terminais. O ar primário, normalmente ar novo tratado numa UTA, é distribuído e descarregado no espaço, por este motivo um caudal de ar, designado secundário e tipicamente ar do espaço interior, é induzido e arrefecido ou aquecido por uma bateria, misturando-se com o ar novo (Roriz, 2007).

Estes sistemas são especialmente vantajosos porque conseguem simultaneamente aquecer ou arrefecer os espaços. Além disto, como o ar chega previamente tratado às unidades terminais, isto é, sem carga latente, ou com a humidade necessária para a remover, ocorrem menos problemas de condensação do que nos sistemas tudo água. Por outro lado, independentemente da ocupação dos espaços, é constantemente fornecido ar novo a estes, uma vez que o controlo nestes sistemas apenas é garantido pela regulação de caudal no circuito de água.

## 3.2 O sistema instalado a bordo dos NPO's da classe Viana do Castelo

### 3.2.1 O navio

A classe Viana do Castelo, é constituída à data pelos navios NRP Viana do Castelo, NRP Figueira da Foz, NRP Sines e NRP Setúbal, tendo sido por esta ordem aumentados respetivamente ao efetivo. Os dois primeiros foram construídos nos Estaleiros Navais de Viana de Castelo, ENVC e os dois últimos pelos estaleiro *West Sea*<sup>15</sup>. Esta classe de navios destina-se a exercer funções de autoridade do Estado e a realizar missões de interesse público, como busca e salvamento marítimo, fiscalização da pesca, prevenção e combate à poluição e combate a atividades ilegais (tráfico de armas, narcotráfico, imigração ilegal) nas áreas de responsabilidade nacional (nomeadamente na zona de busca e salvamento marítimo Portuguesa, a rosa na figura 3.3<sup>16</sup>), ou em colaboração com autoridades nacionais de outros países.

---

<sup>15</sup>Agora designados Estaleiros West Sea após privatização dos ENVC

<sup>16</sup>Fonte: <https://www.dgrm.mm.gov.pt/am-ec-zonas-maritimas-sob-jurisdicao-ou-soberania-nacional>

### 3.2. O sistema instalado a bordo dos NPO's da classe Viana do Castelo

---

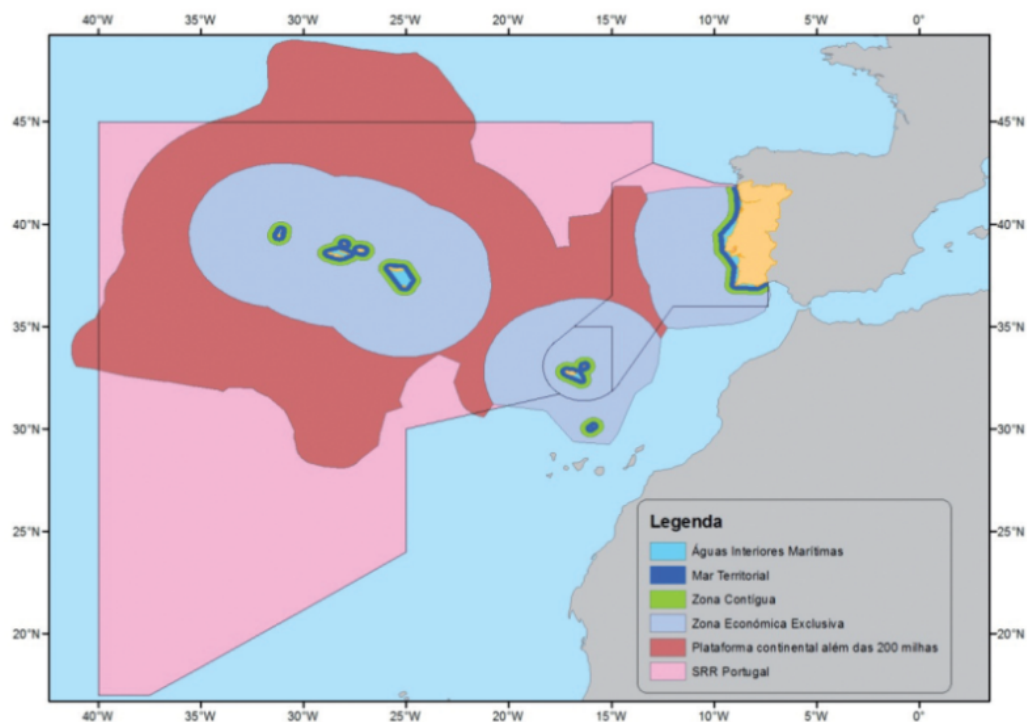


FIGURA 3.3: Zonas sob jurisdição nacional

O navio tem de comprimento de 83,1m; um deslocamento médio de 1850 ton.; boca máxima<sup>17</sup> de 12,95m e um calado<sup>18</sup> de projeto de 3,83m. Apresenta um velocidade máxima de 21 de nós e uma guarnição composta por 42 pessoas, podendo variar consoante a missão.

---

<sup>17</sup>largura da secção mestra do navio

<sup>18</sup>distância vertical entre a superfície da água e a parte mais baixa da quilha



FIGURA 3.4: NRP Viana do Castelo

### 3.2.2 Descrição do sistema AVAC

Ainda de forma introdutória, o sistema AVAC instalado está dividido nas seguintes áreas: espaços de máquinas, compartimentos com ar condicionado e compartimentos com ventilação especial. Nos compartimentos de espaços de máquinas apenas existe ventilação não havendo condicionamento do ar. O presente trabalho debruçar-se-á sobre os compartimentos com ar condicionado, nos quais existe tratamento do ar para satisfazer os requisitos interiores de projeto. Os compartimentos com ventilação especial, pela sua perigosidade ou especificidade requerem um sistema de ventilação dedicado composta por ventiladores e recirculadores com componentes anti-deflagrantes, não provindo o ar do sistema de distribuição de ar comum aos compartimentos com ar condicionado. Ainda assim, o condicionamento do ar nestes espaços ocorre através de água refrigerada ou aquecida, pelo que, estes sistemas devem ser tidos em conta. Concorrem para estes compartimentos: paiol das tintas, casa da caldeirinha, casa das garrafas de dióxido de carbono e paiol de munições.

O sistema de ventilação e ar condicionado está dividido em quatro zonas verticais estanques entre si, designadas por *Main Fire Zones*, MFZ . A Figura 3.5<sup>19</sup> evidencia este arranjo.

Para a descrição do sistema instalado utilizaram-se os manuais fornecidos pela Direção de Navios.

---

<sup>19</sup>Imagem cedida pelo Engenheiro Almeida Tavares da EAF-NPO (adaptada)

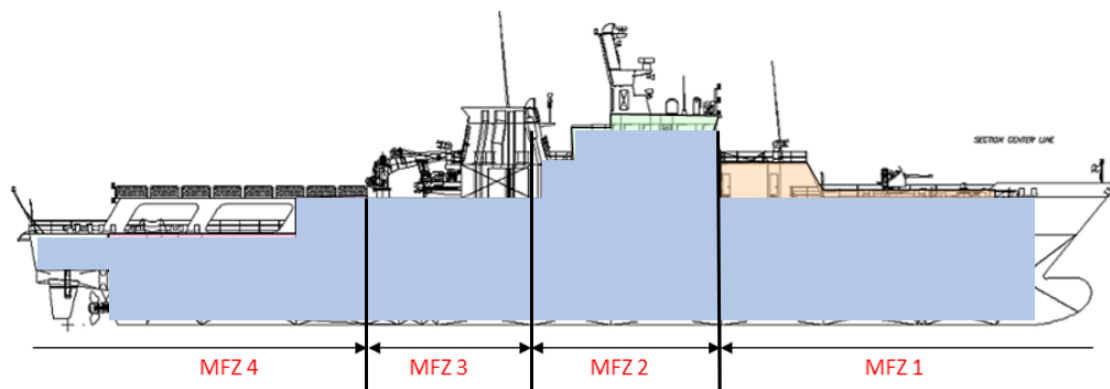


FIGURA 3.5: Disposição do navio em MFZ

#### 3.2.2.1 Sistema de Ventilação

O sistema de ventilação do navio é responsável por alimentar com ar novo vários tipos de compartimentos, nomeadamente espaços de máquinas, compartimentos com ar condicionado e compartimentos com ventilação especial. Para isto o navio utiliza ventiladores e extratores axiais e centrífugos para aspiração do ar, condutas para o encaminhar e difusores para o fazer chegar aos espaços. A admissão de ar no navio é feita nas sete casas de ventilação que o constituem, e nas entradas de ar da chaminé para alguns espaços de máquinas. Existem no entanto alguns espaços que aspiram diretamente ao exterior (a aspiração de ar que alimenta a casa dos auxiliares a ré, por exemplo). O ar de exaustão é aspirado nos compartimentos e extraído para o exterior nas casas de ventilação, na chaminé, ou, também através de ligações do navio com o exterior. Localizadas nas entradas de admissão de ar do navio estão instalados *louvers*, (Figura 3.6<sup>20</sup>) grelhas eliminadoras de gotículas de água salgada e humidade. Por outro lado, todas as comunicações de ar com o exterior (exceto aspirações para espaços de máquinas), ou entre anteparas estanques estão providas com válvulas de isolamento (podendo ser atuadas remotamente) de forma a evitar a propagação de fumos no caso de um incêndio ou de água no caso de um alagamento progressivo. Os compartimentos considerados espaços de máquinas são: casa do impulsor de proa, casa da água nebulizada, casa da caldeira, casa das máquinas principais, casa dos auxiliares a ré, casa da máquina do leme, e túnel dos veios.

---

<sup>20</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO

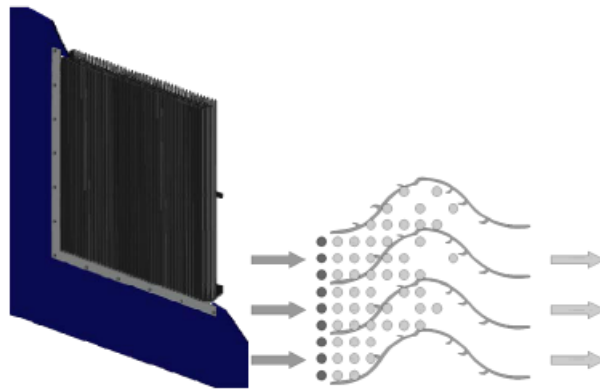


FIGURA 3.6: Imagem ilustrativa de um *louver*

### 3.2.2.2 Sistema de ar condicionado

Por forma a cumprir com as condições interiores de projeto definidas (Tabela 3.1) sob condições limite representadas na Tabela 3.2 (temperatura limite de água salgada de 30 °C) o sistema de AVAC instalado está dividido em 7 zonas de climatização. Cada zona de climatização dispõe de uma unidade de tratamento de ar, localizada em cada casa de ventilação. Neste trabalho denominam-se unidades de tratamento de ar por *Air conditioning units* abreviadas para AC. Existem ainda compartimentos que incorporam ventiloconvectores com baterias de aquecimento e arrefecimento, como unidades terminais para garantirem as condições interiores desejadas.

TABELA 3.1: Condições interiores de projeto

VERÃO		INVERNO	
Temperatura (°C)	Humidade relativa (%)	Temperatura (°C)	Humidade relativa (%)
25	50	20	35

TABELA 3.2: Condições exteriores limite

VERÃO		INVERNO	
temperatura (°C)	humidade relativa (%)	temperatura (°C)	humidade relativa (%)
38	70	-2	90

Por forma a tratar o ar em cada AC, o sistema recorre a dois circuitos independentes (comummente designado por instalação a quatro tubos) de água refrigerada, na verdade uma mistura de água com 15 % de glicol para baixar o seu ponto de congelação, e água aquecida. Com o intuito de arrefecer a água o navio utiliza dois chillers de 200 kW de potência, sendo o fluido refrigerante R134a. Para aquecer a água do circuito de tratamento de ar (também designado circuito secundário) o navio dispõe de um permutador de calor que utiliza como fonte de calor

água do circuito primário de circulação da «caldeirinha». É possível, no entanto, no caso de os motores propulsores se encontrarem em funcionamento através de dois permutadores de calor (um para cada motor) aquecer água do circuito primário permitindo que a caldeira deixe de estar em funcionamento.

#### 3.2.2.3 *Air conditioning units*

É nas *air conditioning units* que o ar é tratado por forma a garantir as condições desejadas para a sua insuflação. Estas AC funcionam num regime de volume de ar constante, em que a capacidade de arrefecimento e desumidificação do ar é atingida por variação do caudal de água refrigerada que passa na bateria de arrefecimento. Em cada AC a água refrigerada chega, nas condições de projeto, à bateria a uma temperatura de 6 °C e retorna ao circuito a 12 °C. Numa situação de Inverno a capacidade de aquecimento do ar para o colocar nas situações pretendidas para a insuflação é regulada pela variação de caudal na bateria de aquecimento. Nesta baterias a água aquecida entra a uma temperatura de 70 °C e retorna a 60 °C. O controlo da temperatura de insuflação é realizada por válvulas de três vias motorizadas, instaladas no encanamento de retorno de cada circuito, capazes de ajustar o caudal de água que entra em cada bateria, passando o restante caudal de água pelo bypass da válvula (figura 3.7<sup>21</sup>). A humidificação do ar apenas é possível nas AC1.1, AC 2.2, AC 3.1 e AC 4.1 que possuem humidificadores de vapor. Cada AC possui pelo menos um filtro de ar, havendo ACs que incorporam um pré-filtro instalado antes da mistura com o ar de retorno com capacidade de retenção de poeiras e de partículas de água salgada. As baterias tanto de aquecimento, como de arrefecimento, foram construídas para realizar as evoluções psicrométricas pretendidas para cada zona, pelo que as suas configurações variam de AC para AC. A Tabela 3.3 caracteriza cada AC em termos potência de refrigeração,  $P_{refrigeração}$ , potência de aquecimento,  $P_{aquecimento}$ , caudal de ar novo,  $Q_{an}$ , e caudal de ar recirculado,  $Q_{rec}$  e capacidade de humidificação  $H$ .

---

<sup>21</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO

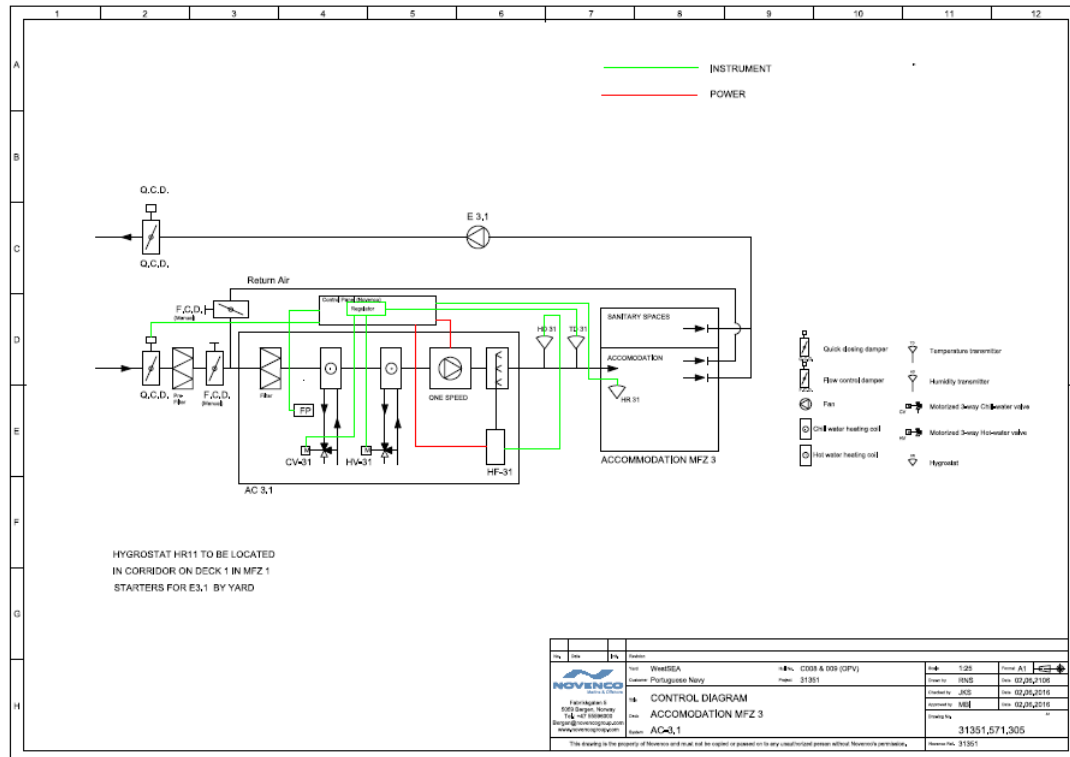


FIGURA 3.7: Diagrama AC 3.1

TABELA 3.3: Características de cada AC

Sistema	$Q_{an}$ ( $m^3/h$ )	$Q_{rec}$ ( $m^3/h$ )	$P_{refrigeração}$ (kW)	$P_{aquecimento}$ (kW)	$H$ (kg/h)
AC 1.1	1334	919	61,8	19	7,6
AC 2.1	2000	-	15,2	3,4	-
AC 2.2	3564	540	103,6	32,5	10,6
AC 2.3	1200	-	28	11,1	-
AC 3.1	1440	-	38,9	13,3	3,3
AC 4.1	747	-	20,8	6,4	2,4
AC 4.2	1500	-	39,2	0	-

### 3.2.2.4 Ventiloinvectores

Como já referido, junto de alguns locais a climatizar, estão instalados ventiloinvectores (Figura 3.8<sup>22</sup>) com capacidade de aquecimento e arrefecimento. Cada equipamento é composto por um ventilador com várias velocidades de operação, baterias de arrefecimento a água, dependendo do modelo com dois, três ou quatro tubos, bateria de aquecimento de apenas um tubo, filtro de ar, entrada de ar, entrada de ar de retorno, e saída. Cada unidade possui uma bandeja de condensados, em virtude da condensação que possa ocorrer na bateria de arrefecimento. A maioria dos ventiloinvectores está fixa numa velocidade de operação, ainda que em

<sup>22</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO



alguns compartimentos (camarinha do comandante, câmara de oficiais, câmara de sargentos, refeitório de praças e enfermaria) seja possível alterar a velocidade de operação do ventilador.

Do sistema de controlo fazem parte um regulador, com capacidade de ajustar a temperatura pretendida no espaço, um termostato, um atuador termoelétrico e uma válvula de três vias com bypass. Ao contrário do sistema de controlo das unidades de tratamento de ar, este sistema de controlo é do tipo *On/Off*, não permitindo o ajuste de caudal na bateria, apenas permite, ou não, a passagem de água refrigerada ou aquecida, dependendo da bateria.

A potência de arrefecimento e aquecimento destes equipamentos está relacionada com o caudal (definido do projeto) de água que passa em cada bateria. Assim, unidades terminais, ainda que do mesmo modelo, apresentarão potências diferentes.



FIGURA 3.8: Ventiloconvector

#### 3.2.2.5 Equipamentos para produção de água refrigerada

Para arrefecer a água refrigerada o navio possui dois *chillers*, designados por grupo nº1 e grupo nº2. A figura 3.9<sup>23</sup> mostra o arranjo de uma unidade. Cada grupo é constituído por dois condensadores *shell and tube* que utilizam como meio de rejeição de calor água do mar, dois compressores alternativos do tipo aberto e dois dispositivos expansores e apenas um evaporador, isto é dois circuitos de refrigerante e apenas um de água refrigerada por cada grupo. Cada compressor tem 6 cilindros e três estágios de compressão correspondentes a 33%, 66% e 100% de carga, pelo que o grupo oferece seis estágios: 17% a que corresponde uma capacidade mínima de refrigeração de 33,3 kW, 34%, 51%, 68%, 85% e 100% a que correspondem 200 kW. O controlo do chiller é efetuado por um sensor de temperatura instalado à entrada de água refrigerada no evaporador cuja temperatura de *set-point* é de 12 °C, (Figura 3.9) ainda que a gestão de entrada ou saída de estágios no compressor seja efetuado através de um termómetro que mede a temperatura da água refrigerada à saída do evaporador. A figura 3.10<sup>24</sup> evidencia a temperatura de água refrigerada à saída do evaporador em função da percentagem de carga.

---

<sup>23</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO

<sup>24</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO

O arranjo dos dois chillers garante uma capacidade de arrefecimento máxima de 400 kW, sendo que apenas um grupo garante 57% das capacidades máximas exigidas para as condições exteriores de projeto.

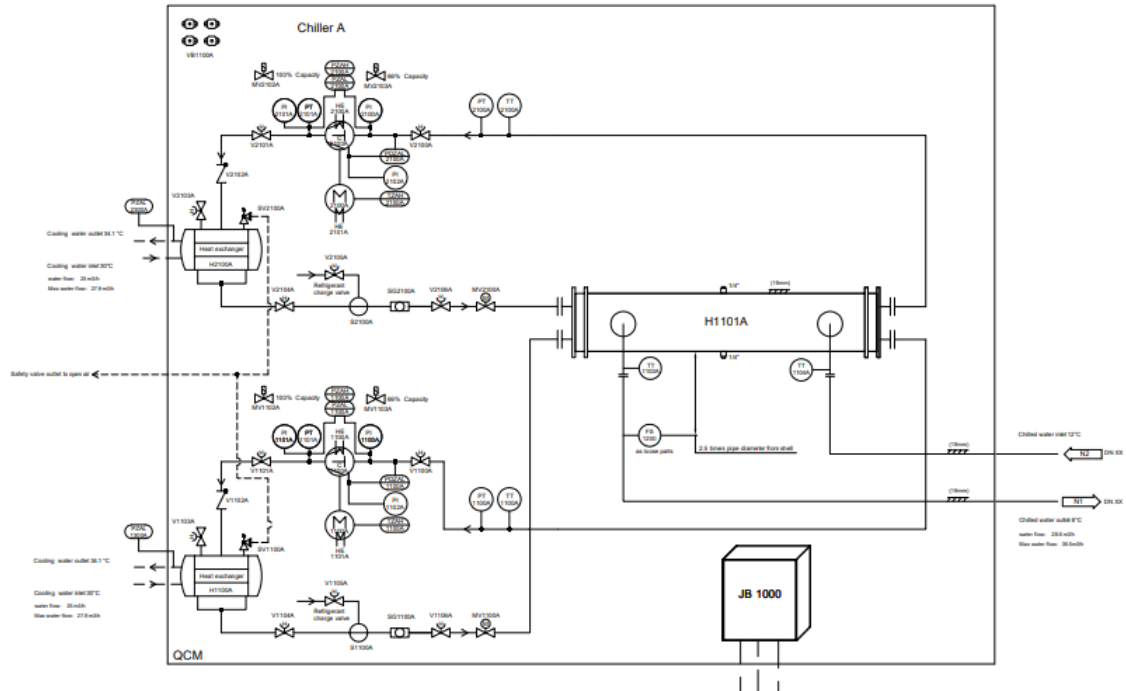


FIGURA 3.9: Esquema do *chiller* instalado

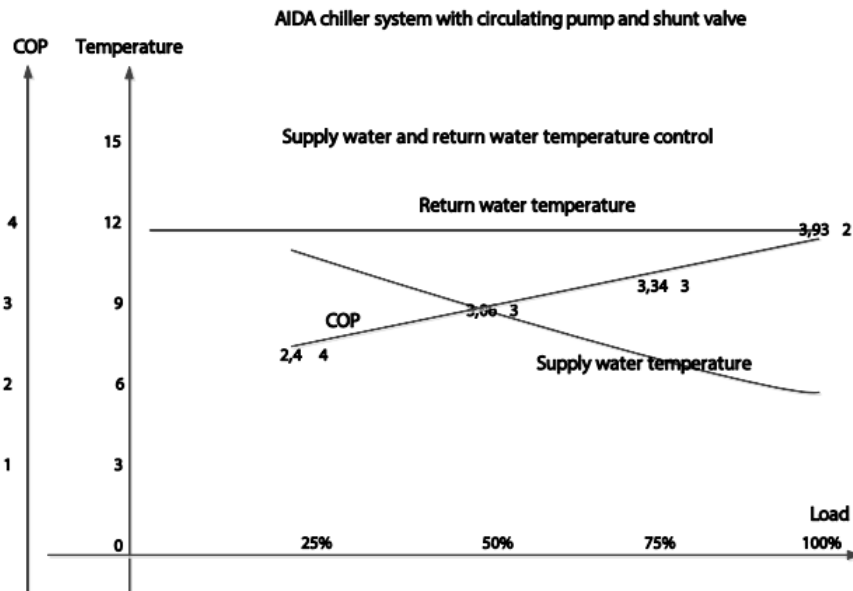


FIGURA 3.10: Temperatura de água refrigerada à saída do evaporador em função da carga

Para a distribuir a água refrigerada o navio utiliza duas bombas centrífugas montadas em paralelo, cada uma com um caudal de  $59 \text{ m}^3/\text{h}$  que aspiram a água a um ramal comum a ambos os grupos (chillers 1 e 2 ). O mesmo tipo de arranjo acontece para as bombas de água salgada que alimentam o condensador, e efetuam a descarga para o mar, possuindo estas um caudal de  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  cada.

#### 3.2.2.6 Equipamentos para produção de água aquecida

A água quente distribuída é aquecida através da troca de calor num permutador com o circuito primário de água quente do navio. A água do circuito primário, como ilustra a figura 3.11<sup>25</sup>, pode ser aquecida através de uma caldeira ou através de dois permutadores que trocam calor com cada motor propulsor. Ainda assim, na maioria da vezes, o sistema utiliza a caldeirinha para aquecer a água do circuito primário de distribuição de água quente, que, por sua vez, aquece a água para distribuição para o ar condicionado. A distribuição de água aquecida do circuito de ar condicionado é efetuado com recurso a duas bombas instaladas em paralelo com um caudal de  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  cada.

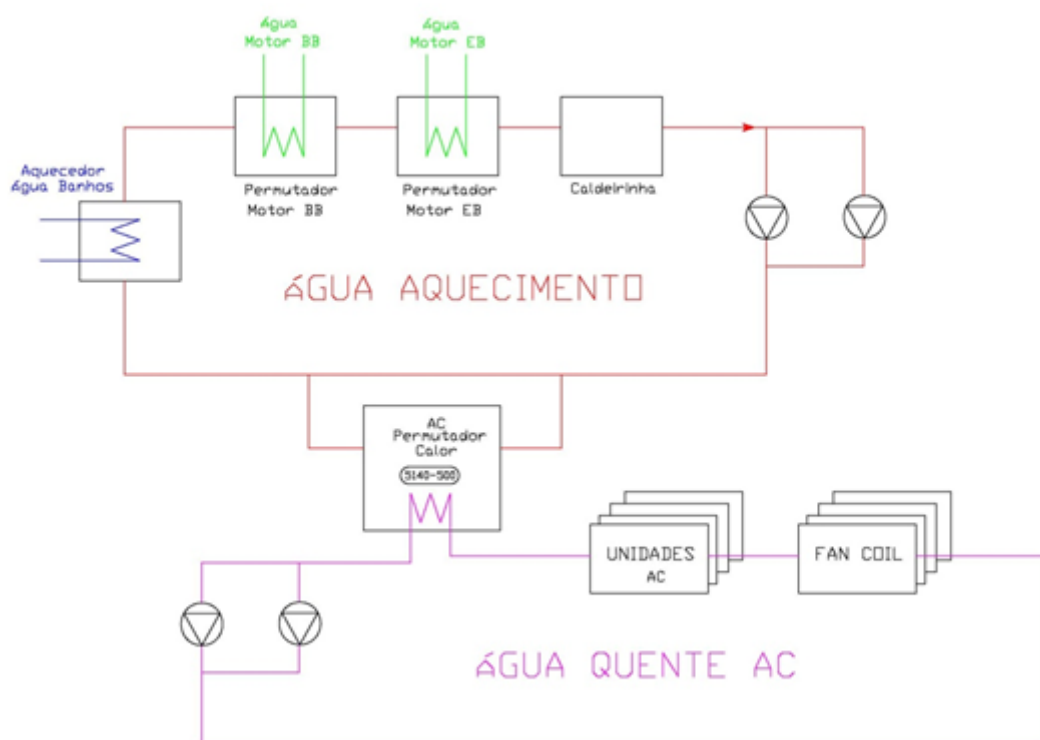


FIGURA 3.11: Esquema para a produção e distribuição de aquecida para o ar condicionado

<sup>25</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO

### 3.3 Análise de algumas zonas

Neste subcapítulo vão ser abordadas mais a fundo duas zonas de climatização do navio. Escolheram-se as zonas servidas pelas AC2.2 e AC3.1 por representarem a generalidade das situações de funcionamento que ocorrem, isto é: UTA que funcionam apenas com ar novo e UTA que funcionam com recirculação de ar. Além disso escolheram-se em particular as zonas acima referidas dado que, correspondem às zonas para as quais se registam valores mais próximos para os caudais de funcionamento de cada UTA comparativamente entre os desenhos técnicos, os manuais dos equipamentos (Anexo I) e as listas de verificação do navio quando realiza provas de mar (Anexo II). Por forma a efetivar esta análise recorrem-se também aos dados técnicos de cada unidade de tratamento de ar (Anexo III).

#### 3.3.1 AC2.2

A AC2.2 situa-se na MFZ 2, e admite ar novo através da casa de ventilação nº 4. Esta UTA funciona com recirculação de ar que se mistura com o ar novo sendo depois tratado para as condições de insuflação. Para a análise a esta zona consideram-se que os compartimentos que são servidos pela AC2.2 são aqueles que tantos nos desenhos técnicos, como nos manuais aparecem associados a esta, pelo que a soma do caudal de todos os espaços não coincide com o caudal de funcionamento da UTA descrito na Tabela 3.3. Também quando se analisa a descrição técnica desta unidade de tratamento de ar, é possível reparar em discrepâncias no caudal de retorno tendo em conta a temperatura à entrada da UTA depois da mistura com o ar novo. Os compartimentos servidos pela AC2.2 encontram-se discriminados na Tabela 3.4.

Apesar das dificuldades encontradas para o funcionamento da AC2.2 é possível perceber as considerações que levaram ao dimensionamento da UTA, como à necessidade de instalar ventiloconvectores em alguns espaços.

Começando pelo primeiro ponto, o caudal de ar a insuflar em cada espaço é dimensionado para a situação de verão de modo a remover a carga sensível de cada compartimento considerando uma temperatura de insuflação dez graus menor que a temperatura interior (ver Tabela 3.1: Condições interiores de projeto). Nos compartimentos em que a carga sensível por ser muito reduzida levaria a caudais de insuflação também muito reduzidos, o caudal é dimensionado por forma a garantir duas renovações do volume do espaço por hora, ou, a atender a um caudal de  $30m^3/h$  por pessoa. Esta consideração determina assim o caudal de funcionamento da UTA.

Na prática a AC 2.2 através da bateria de arrefecimento evolui o ar para as condições de temperatura seca,  $T_d = 13^\circ C$  e humidade relativa,  $\phi = 99\%$  garantindo assim alguma margem relativa à capacidade de remoção de carga dos espaços e permitindo em alguns deles a diminuição do caudal a insuflar. No entanto, existem compartimentos em que o caudal de ar de insuflação por si não assegura a remoção da carga térmica do espaço. Por este motivo encontram-se instalados ventiloconvectores com capacidade de arrefecimento. Um exemplo mais flagrante desta situação é a

copa de Oficiais (ver Tabela 2.5) onde a carga interna necessária remover ao espaço é muito superior à capacidade de remoção de carga devido ao ar insuflado.

Para a situação de inverno os caudais de insuflação em cada espaço já estão definidos em função do referido acima. A UTA garante um aquecimento da mistura de ar novo e recirculado e humedificação para as condições pretendidas para a insuflação:  $T_d = 25^\circ\text{C}$  e humidade relativa,  $\phi = 26\%$ . Mais uma vez, nos compartimentos em que as cargas térmicas dos espaços são superiores à capacidade de aquecimento devido ao ar de insuflação estão instalados ventiloconvectores. São exemplo desta situação as Cobertas nº 7, 10 e 11.

Pela análise à tabela 3.4 e 3.5, é possível reparar em espaços em que o raciocínio explicado acima parece não justificar a instalação de VCs ou a sua potência de aquecimento ou arrefecimento. Refiro-me assim à Casa dos Transcetoires ou à Câmara de Oficiais. Na casa dos Transcetoires na situação de verão a potência de arrefecimento do VC supera as necessidades de arrefecimento suplementar devido ao baixo caudal de ar de insuflação; no entanto na situação de inverno a potência de aquecimento do VC é de longe a necessária por forma a suprir as perdas térmicas do espaço. Este facto pode ser justificado pelo tipo de compartimento e pela necessidade de manter espaços deste tipo mais frios que os demais, não sendo necessário um VC com grande potência de aquecimento. Para a câmara de Oficiais tanto na situação de verão como de inverno, o caudal de ar de insuflação garante a remoção ou acréscimo das cargas térmicas necessárias, pelo que se questiona a instalação de um VC com capacidades de aquecimento e arrefecimento suplementar. Ainda assim, a Câmara de Oficiais é um espaço onde esta categoria de militares tomas as suas refeições, convive ou se reúne. É também neste espaço que ocorrem algumas cerimónias militares como, por exemplo receções a entidades, etc. Desta forma, pela vasta gama de situações a que este espaço se destina e pela variação do número de pessoas que pode contemplar entende-se a instalação de um VC.

TABELA 3.4: Características compartimentos da AC2.2 na situação de verão

Espaço	Condições Insuflação: Temperatura (°C) e humidade relativa (%)	Caudal de Insuflação (m³/h)	Carga sensível do espaço (kW)	Carga latente do espaço (kW)	Carga sensível removida devido ao ar de insuflação	Carga latente removida devido ao ar de insuflação	Potência arrefecimento VC (kW)	Potência aquecimento VC (kW)
Paiol de bebidas	10,4/99	38	0.09	0	0.18	0.0722	-	-
Paiol de géneros		47	0.05	0	0.23	0.0893	-	-
Lavandaria		540	2.44	0.26	2.63	1.026	-	-
Coberta n.º 6		184	0.72	0.16	0.90	0.3496	-	-
Coberta n.º 7		120	0.63	0.16	0.58	0.228	0	0.18
Coberta n.º 8		188	0.62	0.16	0.91	0.3572	-	-
Coberta n.º 9		179	0.74	0.16	0.87	0.3401	-	-
Coberta n.º 10		120	0.60	0.16	0.58	0.228	0.12	0.16
Coberta n.º 11		120	0.66	0.16	0.58	0.228	0.14	0.17
Câmara de Sargentos		420	1.74	0.56	2.04	0.798	0	0.145
Gabinete técnico		180	1.15	0.24	0.88	0.342	0	0.147
Enfermaria		113	0.78	0.12	0.55	0.2147	0	0.102
Isolamento		78	0.26	0.08	0.38	0.1482	-	-
Casa banho enfermaria		54	0.18	0.04	0.26	0.1026	-	-
Botica		48	0.16	0	0.23	0.0912	-	-
Camarote Sargentos n.º 8		73	0.54	0.08	0.36	0.1387	-	-
Câmara de Oficiais		579	1.94	0.48	2.82	1.1001	0.12	0.83
Copa Oficiais		60	0.86	0.08	0.29	0.114	0.56	0.08
Camarote Navegador		113	0.38	0.04	0.55	0.2147	-	-
Camarote Operações		84	0.28	0.04	0.41	0.1596	-	-
Camarote Engenheiro		124	0.42	0.08	0.60	0.2356	-	-
Centro de comunicações		113	2.28	0.08	0.55	0.2147	2.0	0.23
Casa dos transdutores		31	5.31	0	0.15	0.0589	5.2	0
Ponte		213	0.32	0.16	1.04	0.4047	-	-

TABELA 3.5: Características dos compartimentos da AC2.2 na situação de inverno

Espaço	Condições Insuflação: Temperatura ( $^{\circ}C$ ) e humidade relativa (%)	Caudal de Insuflação ( $m^3/h$ )	Perdas sensíveis do espaço (kW)	Capacidade aquecimento devido ao ar de insuflação	Potência arrefecimento VC (kW)	Potência aquecimento VC (kW)
Paiol de bebidas	25/26	38	0.09	0.18	-	-
Paiol de géneros		47	0.05	0.23	-	-
Lavandaria		540	2.44	2.63	-	-
Coberta n.º 6		184	0.72	0.90	-	-
Coberta n.º 7		120	0.63	0.58	0	0.18
Coberta n.º 8		188	0.62	0.91	-	-
Coberta n.º 9		179	0.74	0.87	-	-
Coberta n.º 10		120	0.60	0.58	0.12	0.16
Coberta n.º 11		120	0.66	0.58	0.14	0.17
Câmara de Sargentos		420	1.74	2.04	0	0.145
Gabinete técnico		180	1.15	0.88	0	0.147
Enfermaria		113	0.78	0.55	0	0.102
Isolamento		78	0.26	0.38	-	-
Casa banho enfermaria		54	0.18	0.26	-	-
Botica		48	0.16	0.23	-	-
Camarote Sargentos n.º 8		73	0.54	0.36	-	-
Câmara de Oficiais		579	1.94	2.82	0.12	0.83
Copa Oficiais		60	0.86	0.29	0.56	0.08
Camarote Navegador		113	0.38	0.55	-	-
Camarote Operações		84	0.28	0.41	-	-
Camarote Engenheiro		124	0.42	0.60	-	-
Centro de comunicações		113	2.28	0.55	2.0	0.23
Casa dos transctores		31	5.31	0.15	5.2	0
Ponte		213	0.32	1.04	-	-

### 3.3.2 AC3.1

A *Air Condition Unit* 3.1 situa-se na MFZ 3 no piso 1 do navio. É servida por ar através da casa de ventilação n.º 5 e funciona apenas com ar novo, isto é sem recirculação. A Tabela 3.6 regista os espaços que são servidos por esta AC, enquanto que a figura 3.12<sup>26</sup> mostra o esquema de ventilação para a AC.

Na análise a esta zona as considerações relativas ao dimensionamento do caudal de funcionamento da unidade de tratamento de ar e à instalação de unidades terminais, isto é, VCs junto de alguns espaços são as mesmas que para a secção anterior.

Também esta UTA, ao contrário do exposto acima, numa situação de verão trata de evoluir o ar exterior para condições ( $T_d = 13^{\circ}C$ ,  $\phi = 98\%$ ) que permitem alguma margem relativa à capacidade de remoção de carga dos espaços e permitindo também em alguns deles a diminuição do caudal a insuflar comparativamente a insuflar a uma temperatura dez graus inferior à temperatura ambiente. Ao contrário do que acontece na zona servida pela AC 2.2 o caudal de insuflação em cada espaço é capaz de remover as cargas sensíveis de todos os compartimentos. Ainda assim

<sup>26</sup>Fonte: Documento técnico dos NPO

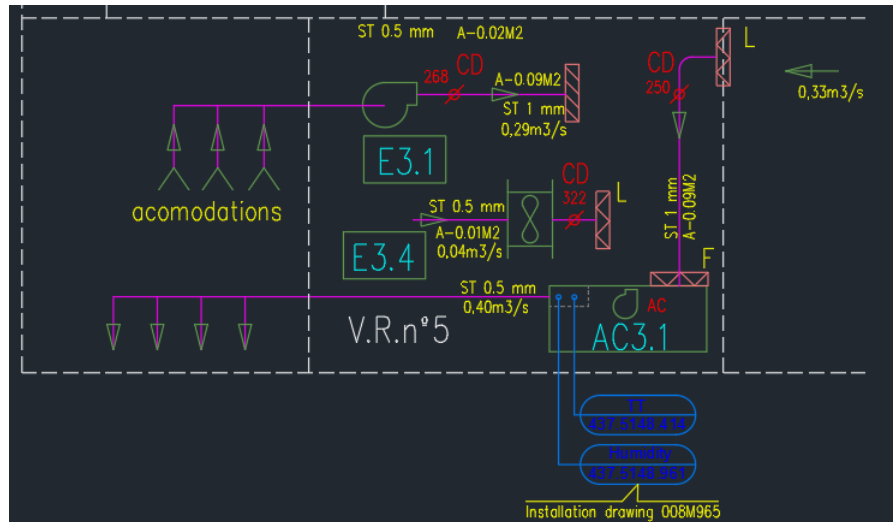


FIGURA 3.12: Esquema ventilação AC3.1

em todos eles à exceção dos sanitários encontram-se instalados VCs que garantem capacidades de arrefecimento e aquecimento suplementar. Também na situação de inverno a capacidade de aquecimento devido ao ar novo a insuflar em cada espaço supre as perdas sensíveis dos mesmos. Por este motivo não é possível justificar o porquê da instalação de VC na maioria dos espaços servido pela AC3.1 comparativamente ao que ocorre para a AC2.2.

TABELA 3.6: Características do funcionamento da UTA na situação de verão

Compartimento	Condições Insuflação: temperatura (°C) e humidade relativa (%)	Caudal de insuflação (m³/h)	Carga sensível Do espaço (kW)	Carga latente do espaço (kW)	Carga sensível removida devido ao ar novo (kW)	Carga latente removida devido ao ar novo (kW)	Potência arrefecimento VC (kW)	Potência aquecimento VC (kW)
Casa da lavagem da palamenta	13/98	315	1.06	0.26	1.26	0.24	0.84	0.26
Refeitório praças		1017	3.41	0.95	4.07	0.78	8	3.12
Bar		286	0.96	0.08	1.14	0.22	0.78	0.15
Gabinete Sargentos		215	0.72	0.04	0.86	0.16	0.60	0.22
Destacamento LA AR		46	0.15	0	0.18	0.03	0.84	0.26
Sanitários senhoras		78	0.26	0.04	0.31	0.06	-	-
Sanitários homens		72	0.24	0.04	0.29	0.06	-	-
Secretaria		245	0.82	0.08	0.98	0.19	0.64	0.12
Centro informática		513	1.72	0.08	2.05	0.39	2.5	0.15
Centro cópias		223	0.75	0.04	0.89	0.17	0.64	0.05
Secretaria abastecimento		275	0.92	0.08	1.10	0.21	0.74	0.14



### 3.3. Análise de algumas zonas

---

TABELA 3.7: Características do funcionamento da UTA na situação de Inverno

Compartimento	Condições Insuflação: temperatura (°C) e humidade relativa (%)	Caudal de insuflação (m <sup>3</sup> /h)	Perdas sensíveis do espaço (kW)	Capacidade aquecimento devido ao ar novo (kW)	Potência arrefecimento VC (kW)	Potência aquecimento VC (kW)
Casa da lavagem da palamenta	25/26	315	0.26	0.53	0.84	0.26
Refeitório praças		1017	0.71	1.67	8	3.12
Bar		286	0.15	0.48	0.78	0.15
Gabinete Sargentos		215	0.22	0.36	0.60	0.22
Destacamento LA AR		46	0.16	0.08	0.84	0.26
Sanitarios senhoras		78	0.06	0.13	-	-
Sanitarios homens		72	0.04	0.12	-	-
Secretaria		245	0.12	0.41	0.64	0.12
Centro infomática		513	0.15	0.86	2.5	0.15
Centro cópias		223	0.05	0.37	0.64	0.05
Secretaria abastecimento		275	0.14	0.46	0.74	0.14



# Capítulo 4

## Conforto térmico e ventilação

### 4.1 Conforto térmico

Uma das principais funções de um sistemas de climatização é proporcionar condições para o conforto térmico. Segundo a ASHRAE (2010) pode definir-se conforto térmico como a condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico sendo a sua avaliação subjetiva. Ainda que a própria definição deixe em aberto o que se entende por condição mental ou satisfação, torna-se patente que o conceito de conforto térmico está associado a fatores físicos, psicológicos e fisiológicos. O conforto depende ainda de comportamentos, conscientes ou inconscientes, iniciados por um indivíduo por forma a adaptar-se ao ambiente térmico do meio envolvente e reduzir o desconforto. Estes comportamentos podem passar por abrir uma janela, alterar o *set point* de um termostato, colocar ou tirar mais roupa etc. Torna-se assim evidente que para o estudo do conforto existem fenómenos que têm de ser previamente conhecidos como o mecanismo de termo-regulação, bem como o modelo térmico do corpo humano.

As atividades metabólicas realizadas por um indivíduo resultam do calor produzido pelo corpo e que deve continuamente ser dissipado e regulado por forma a manter a temperatura normal do corpo humano. Um indivíduo adulto a descansar produz cerca de 100 W de calor, sendo este transferido para o ambiente maioritariamente através da pele. É por este motivo, conveniente caracterizar a atividade metabólica em termos de geração de calor por unidade de área de pele. Para uma pessoa a descansar este valor é de aproximadamente  $58 \frac{W}{m^2}$  a que designamos de *met*. Atividades metabólicas mais elevadas são geralmente descritas em comparação com a atividade metabólica de um indivíduo em descanso, pelo que, uma pessoa a trabalhar a uma taxa metabólica cinco vezes superior a uma taxa de descanso terá uma atividade metabólica de 5 *met*.

Noutro sentido, o hipotálamo, localizado no cérebro, é o órgão central responsável por regular a temperatura corporal, através de vários processos fisiológicos. O comportamento do mecanismo de controlo executado por este órgão está associado aos desvios de temperatura nos vários sensores térmicos do corpo humano com as temperaturas de *set point*. Uns dos processos fisiológicos realizados por forma a combater estes desvios consiste em regular o fluxo sanguíneo para a pele. Quando a temperatura interna do organismo eleva-se demasiado, mais sangue é direcionado

para a pele por forma a trocar mais calor com o ambiente exterior. Este fenómeno é conhecido como vasodilatação. Por outro lado, quando a temperatura interior cai para valores inferiores à temperatura de *set point*, o fluxo sanguíneo na pele é reduzido com o objetivo de reter mais calor (vasoconstrição), bem como a tensão exercida pelos músculos aumenta por forma a gerar calor adicional. Outro mecanismo que ocorre quando a temperatura interna do organismo aumenta é a transpiração. Através deste mecanismo de defesa é possível arrefecer a pele e aumentar a perda de calor do corpo. As glândulas sudoríparas libertam suor para o exterior da pele para evaporação. Se estiverem reunidas as condições para a evaporação a pele pode manter-se relativamente seca, mesmo quando a libertação de suor para o exterior é elevada acabando o indivíduo por nem ter a perceção deste fenómeno. Quando as condições à face da pele para evaporação são menos favoráveis, o suor é obrigado a espalhar-se em redor da glândula sudorípara até que a área coberta de suor seja suficiente para a sua evaporação. A proporção de área coberta por suor em relação à área total da pele defini-se por molhabilidade,  $w$ .

O balanço energético do corpo humano, traduz-se na equação 4.1 em que  $M$  designa o metabolismo, dependente da atividade desenvolvida, e  $W$  o trabalho efetuado pelo indivíduo. Por outro lado estão também representadas na equação 4.1 as trocas de calor realizadas através da superfície da pele,  $q_{sk}$ , bem como a transferência de calor devido à respiração,  $q_{res}$ .  $S$  designa o calor armazenado pelo próprio corpo.

$$M - W = q_{sk} + q_{res} + S \quad (4.1)$$

A equação 4.2 apresenta, de uma forma menos generalista, as várias formas que o corpo utiliza para transferir energia para o exterior.

$$M - W = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (S_{sk} + S_{cr}) \quad (4.2)$$

em que:

$C$ : perdas de calor sensível através da pele por convecção,  $\frac{W}{m^2}$

$R$ : perdas de calor sensível através da pele por radiação,  $\frac{W}{m^2}$

$E_{sk}$ : perdas de calor latente através pele,  $\frac{W}{m^2}$

$C_{res}$ : perdas de calor sensível através da respiração por convecção,  $\frac{W}{m^2}$

$E_{res}$ : perdas de calor latente através da respiração,  $\frac{W}{m^2}$

$S_{sk}$ : calor acumulado na superfície da pele,  $\frac{W}{m^2}$

$S_{cr}$ : calor acumulado no interior do corpo,  $\frac{W}{m^2}$

Convém assim conhecer em como se traduzem analiticamente os termos associados às diversas formas de transferência de calor. A descrição matemática do balanço energético do corpo humano combina tanto expressões termodinâmicas como empíricas por forma a descrever as trocas térmicas com o ambiente. (ASHRAE, 2013b)

### 4.1.1 Metabolismo e trabalho

O metabolismo,  $M$  desenvolvido por um indivíduo pode variar significativamente, dependendo da atividade que a pessoa pratica, da própria pessoa, e das condições em que está a desempenhar essa atividade. A tabela 4.1 evidencia valores para o metabolismo de um adulto para várias atividades realizadas de uma forma contínua. No entanto, a atividade realizada por uma pessoa é na verdade um conjunto de atividades ou uma combinação de períodos intermitentes entre trabalho e repouso. Neste sentido, a média ponderada da atividade metabólica associada a cada tarefa pode constituir uma boa estimativa do metabolismo num período de tempo.

TABELA 4.1: Valores para o metabolismo para várias atividades

	$W/m^2$	met*
Resting		
Sleeping	40	0.7
Reclining	45	0.8
Seated, quiet	60	1.0
Standing, relaxed	70	1.2
Walking (on level surface)		
3.2 km/h (0.9 m/s)	115	2.0
4.3 km/h (1.2 m/s)	150	2.6
6.4 km/h (1.8 m/s)	220	3.8
Office Activities		
Reading, seated	55	1.0
Writing	60	1.0
Typing	65	1.1
Filing, seated	70	1.2
Filing, standing	80	1.4
Walking about	100	1.7
Lifting/packing	120	2.1
Driving/Flying		
Car	60 to 115	1.0 to 2.0
Aircraft, routine	70	1.2
Aircraft, instrument landing	105	1.8
Aircraft, combat	140	2.4
Heavy vehicle	185	3.2
Miscellaneous Occupational Activities		
Cooking	95 to 115	1.6 to 2.0
Housecleaning	115 to 200	2.0 to 3.4
Seated, heavy limb movement	130	2.2
Machine work		
sawing (table saw)	105	1.8
light (electrical industry)	115 to 140	2.0 to 2.4
heavy	235	4.0
Handling 50 kg bags	235	4.0
Pick and shovel work	235 to 280	4.0 to 4.8
Miscellaneous Leisure Activities		
Dancing, social	140 to 255	2.4 to 4.4
Calisthenics/exercise	175 to 235	3.0 to 4.0
Tennis, singles	210 to 270	3.6 to 4.0
Basketball	290 to 440	5.0 to 7.6
Wrestling, competitive	410 to 505	7.0 to 8.7

Obter valores mais precisos para o metabolismo é possível para certas atividades, nomeadamente em repouso, através de câmaras termométricas. Como é possível observar pela tabela 4.1 os valores apresentados referem-se apenas a atividades específicas. Além do mais, em alguns casos os valores não são singulares e estão balizados. A tabela 4.1 pode considerar-se uma boa estimativa para o metabolismo quando a atividade desempenhada por um indivíduo está bem definida e não excede os 1,5 met.

Por outro lado, quando o metabolismo tem de ser conhecido com mais exatidão existem diferentes métodos para a sua determinação. Um dos métodos mais exatos para determinar o calor produzido pelo corpo passa pela medição da taxa de consumo de oxigénio e produção de dióxido de carbono. A equação 4.3 é uma expressão empírica elaborada por Nishi para a determinação do metabolismo:

$$M = \frac{21(0,23RQ + 0,77)Q_{O_2}}{A_D} \quad (4.3)$$

onde:

$M$ : metabolismo,  $\frac{W}{m^2}$

$RQ$ : quociente respiratório<sup>27</sup>, adimensional

$Q_{O_2}$ : caudal volúmico de consumo de oxigénio,  $\frac{mL}{s}$

$A_D$ : área de Dubois, para o corpo humano; a ser apresentada mais à frente,  $m^2$

Outro método, ainda que menos preciso, para estimar o metabolismo de um indivíduo, consiste em medir a frequência cardíaca. A tabela mostra a relação entre a frequência cardíaca e o consumo de oxigénio. Assim que o consumo de oxigénio é estimado pode-se utilizar a equação 4.3 para determinar o metabolismo.

TABELA 4.2: Frequência cardíaca e consumo de oxigénio para diferentes atividades

Level of Exertion	Heart Rate, bpm	Oxygen Consumed, mL/s
Light work	<90	<8
Moderate work	90 to 110	8 to 16
Heavy work	110 to 130	16 to 24
Very heavy work	130 to 150	24 to 32
Extremely heavy work	150 to 170	>32

Relativamente ao trabalho mecânico desenvolvido,  $W$ , esta variável costuma aparecer nas mesmas unidades que o metabolismo, sendo expresso como uma potência por unidade de área de superfície corporal ( $\frac{W}{m^2}$ ). Assim, o trabalho mecânico

<sup>27</sup>rácio entre o caudal volumétrico de oxigénio inspirado e o caudal volumétrico de dióxido de carbono expirado

efetuado pelos músculos para uma dada tarefa vem normalmente expresso sob a forma de um rendimento:  $\mu = \frac{W}{M}$ .

No seguimento do raciocínio acima, uma das primeiras expressões que se torna relevante conhecer é a da área superficial do corpo humano. A expressão mais útil para a determinação desta variável, e representada na equação 4.4, foi originalmente proposta por DuBois e exprime a área corporal de um indivíduo nu.

$$A_D = 0,202m^{0,425}l^{0,725} \quad (4.4)$$

onde:

$A_D$  :área de Dubois,  $m^2$

$m$ : massa, kg

$l$ : altura, m

#### 4.1.2 Processos de transferência de calor através da pele

O calor sensível transferido através da superfície da pele para o ambiente tem de percorrer dois caminhos: da superfície da pele até ao exterior da roupa que o indivíduo se encontra a utilizar, bem como deste último para o ambiente. O calor é transferido por processos de convecção,  $C$  e radiação,  $R$  que podem ser expressos em termos de um coeficiente de transmissão de calor, e da diferença entre a temperatura média exterior da roupa,  $t_{cl}$  e a temperatura ambiente. É ainda utilizado um fator de correção,  $f_{cl}$  em todos os processos de transferência de calor pela pele ( $C, R$  e  $E_{sk}$ ) por forma a ter em conta a área superficial de um corpo vestido,  $A_{cl}$ . Este fator é dado por  $f_{cl} = \frac{A_{cl}}{A_D}$ . A tabela 4.4 fornece dados para este valor, uma vez que a forma mais exata para a determinação deste termo passa por utilizar métodos fotográficos.

A equação 4.5 traduz as perdas de energia que ocorrem por convecção.

$$C = f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (4.5)$$

onde:

$h_c$  : coeficiente de convecção,  $\frac{W}{m^2K}$

$f_{cl}$  : fator de correção de área, adimensional

$t_a$ : temperatura do ar,  $^{\circ}C$

O calor transferido por convecção é normalmente causado pela movimentação do ar no interior do espaço, ou pelos movimentos do próprio corpo. A tabela 4.3 fornece várias expressões para o cálculo do coeficiente de convecção,  $h_c$  para várias condições onde  $V$  designa a velocidade do ar em  $\frac{m}{s}$ .

De forma análoga, a equação 4.6 traduz o calor transferido por radiação.

TABELA 4.3: Equações para determinação do coeficiente de convecção,  $h_c$

Equation	Limits	Condition	Remarks/Sources
$h_c = 8.3V^{0.6}$ $h_c = 3.1$	$0.2 < V < 4.0$ $0 < V < 0.2$	Seated with moving air	Mitchell (1974)
$h_c = 2.7 + 8.7V^{0.67}$ $h_c = 5.1$	$0.15 < V < 1.5$ $0 < V < 0.15$	Reclining with moving air	Colin and Houdas (1967)
$h_c = 8.6V^{0.53}$	$0.5 < V < 2.0$	Walking in still air	$V$ is walking speed (Nishi and Gagge 1970)
$h_c = 5.7(M - 0.8)^{0.39}$	$1.1 < M < 3.0$	Active in still air	Gagge et al. (1976)
$h_c = 6.5V^{0.39}$	$0.5 < V < 2.0$	Walking on treadmill in still air	$V$ is treadmill speed (Nishi and Gagge 1970)
$h_c = 14.8V^{0.69}$ $h_c = 4.0$	$0.15 < V < 1.5$ $0 < V < 0.15$	Standing person in moving air	Developed from data presented by Seppänen et al. (1972)

Note:  $h_c$  in  $W/(m^2 \cdot K)$ ,  $V$  in m/s, and  $M$  in mets, where 1 met = 58.1  $W/m^2$ .

$$R = f_{cl}h_r(t_{cl} - \bar{t}_r) \quad (4.6)$$

em que:

$h_r$ : coeficiente de radiação,  $\frac{W}{m^2 K}$

$\bar{t}_r$ : temperatura média radiante,  $^{\circ}C$

Defini-se temperatura média radiante,  $\bar{t}_r$  a temperatura de uma superfície negra e de área igual às envolvente do espaço que permutam calor com um indivíduo que troque a mesma quantidade de calor por radiação. Esta pode ser calculada através da medição da temperatura das paredes ou superfícies de um espaço e do seu posicionamento em relação ao indivíduo através da equação 4.7

$$\bar{T}_r^4 = \sum T_i^4 F_{p,i} \quad (4.7)$$

na qual:

$\bar{T}_r$ : temperatura média radiante, K

$T_i$ : temperatura superficial da superfície  $i$ , K

$F_{p,i}$ : fator de posição entre o indivíduo e a superfície  $i$



No entanto, no caso de se registarem pequenas diferenças entre as temperaturas das superfícies de um espaço, a equação pode ser simplificada, e a temperatura média radiante pode calcular-se através da equação 4.8

$$\bar{t}_r = \sum t_i F_{p,i} \quad (4.8)$$

Outra forma de avaliar esta variável, passa por conhecer a temperatura radiante plana,  $t_{pr}$  (que descreve a radiação térmica numa direção) em seis direções: baixo, cima, esquerda, direita, frente, trás. Para uma pessoa em pé a equação 4.9 permite estimar a temperatura média radiante.

$$\bar{t}_r = \frac{\{0, 18[t_{pr(cima)} + t_{pr(baixo)}] + 0, 22[t_{pr(direita)} + t_{pr(esquerda)}] + 0, 30[t_{pr(frente)} + t_{pr(trás)}]\}}{2(0, 18 + 0, 22 + 0, 30)} \quad (4.9)$$

Ainda relativo a este processo de transferência de calor, a equação 4.10 permite calcular o coeficiente de radiação,  $h_r$ , ainda que, este valor seja tipicamente constante para ambientes interiores e apresenta um valor de  $4,7 \frac{W}{m^2 K}$ .

$$h_r = 4\varepsilon\sigma \frac{A_r}{A_D} \left( 273, 2 + \frac{t_{cl} + \bar{t}_r}{2} \right)^3 \quad (4.10)$$

onde:

$\varepsilon$ : emissividade, adimensional

$\sigma$ : constante de Stefan-Boltzmann ( $5, 67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ )

$A_r$ : área efetiva de radiação do corpo,  $m^2$

Ambos os coeficientes de transmissão de calor,  $h_r$  e  $h_c$  são avaliados à superfície da roupa. No seguimento do exposto acima, tanto a equação 4.5 como 4.6 podem ser combinadas por forma a descrever a totalidade do calor sensível transferido pela pele através dos mecanismos descritos acima em termos de uma temperatura operativa,  $t_o$  como se expressa pela equação 4.11:

$$C + R = f_{cl} h (t_{cl} - t_o) \quad (4.11)$$

em que:

$$t_o = \frac{h_r \bar{t}_r + h_c t_a}{h_r + h_c} \quad (4.12)$$

$$h = h_r + h_c \quad (4.13)$$

Na verdade, a transferência de calor sensível através da roupa envolve processos de condução, convecção e radiação. Assim, e por forma a ser mais conveniente combinar estes processos em termos de uma única resistência da roupa às trocas de calor sensível,  $R_{cl}$  implícita na equação 4.14, pode-se definir que:

$$C + R = \frac{(t_{sk} - t_{cl})}{R_{cl}} \quad (4.14)$$

onde:

$R_{cl}$ : resistência da roupa às trocas de calor sensível,  $\frac{m^2 K}{W}$

$t_{sk}$ : temperatura de pele,  $^{\circ}C$

É muito comum combinar as equações 4.11 e 4.14 por forma a eliminar a temperatura da superfície da roupa,  $t_{cl}$ . O resultado encontra-se enunciado na equação 4.15.

$$C + R = \frac{t_{sk} - t_o}{R_{cl} + \frac{1}{f_{cl}h}} \quad (4.15)$$

O isolamento da roupa vem normalmente expresso em unidades *clo*, e por forma a evitar ambiguidade, é utilizado o símbolo  $I$  quando se trata da medida de resistência do isolamento da roupa em unidades *clo*. Assim, 1 *clo* é equivalente a  $0,155 \frac{m^2 K}{W}$ . O isolamento que o vestuário oferece às trocas de calor de sensível, não é possível medir na maioria das vezes por inconveniência, pelo que, existem tabelas com valores já obtidos para conjuntos de vestuário ou para os vários tipos de peças de roupa. Na tabela 4.4 encontram-se listados valores para esta variável para cada tipo de peça de roupa. O isolamento de um conjunto de vestimenta,  $I_{cl}$  pode ser calculado através da soma do isolamento oferecido por cada peça de roupa,  $I_{clu,i}$  através da equação 4.16. O próprio fator de uma pessoa se encontrar sentada numa cadeira pode aumentar o isolamento térmico até 0,15 *clo*, dependendo da área de contacto com a superfície da cadeira, sendo que várias expressões já foram elaboradas por forma a traduzir este acréscimo.

$$I_{cl} = \sum_i I_{clu,i} \quad (4.16)$$

O calor latente dissipado através da pele,  $E_{sk}$  depende da quantidade de humidade na pele e da diferença entre a pressão de vapor na pele e no ambiente. A equação 4.17 traduz as perdas de calor latente pela pele.

$$E_{sk} = \frac{w(p_{sk,s} - p_a)}{R_{e,cl} + \frac{1}{f_{cl}h_e}} \quad (4.17)$$

onde:

$w$ : molhabilidade, adimensional

TABELA 4.4: Isolamento térmico de algumas peças de vestuário

Garment Description <sup>a</sup>	$I_{clu,b}$ clo <sup>b</sup>	Garment Description <sup>a</sup>	$I_{clu,b}$ clo <sup>b</sup>	Garment Description <sup>a</sup>	$I_{clu,b}$ clo <sup>b</sup>
<b>Underwear</b>		Long-sleeved, flannel shirt	0.34	Long-sleeved (thin)	0.25
Men's briefs	0.04	Short-sleeved, knit sport shirt	0.17	Long-sleeved (thick)	0.36
Panties	0.03	Long-sleeved, sweat shirt	0.34	<b>Dresses and Skirts<sup>c</sup></b>	
Bra	0.01	<b>Trousers and Coveralls</b>		Skirt (thin)	0.14
T-shirt	0.08	Short shorts	0.06	Skirt (thick)	0.23
Full slip	0.16	Walking shorts	0.08	Long-sleeved shirtdress (thin)	0.33
Half slip	0.14	Straight trousers (thin)	0.15	Long-sleeved shirtdress (thick)	0.47
Long underwear top	0.20	Straight trousers (thick)	0.24	Short-sleeved shirtdress (thin)	0.29
Long underwear bottoms	0.15	Sweatpants	0.28	Sleeveless, scoop neck (thin)	0.23
<b>Footwear</b>		Overalls	0.30	Sleeveless, scoop neck (thick)	0.27
Ankle-length athletic socks	0.02	Coveralls	0.49	<b>Sleepwear and Robes</b>	
Calf-length socks	0.03	<b>Suit Jackets and Vests (Lined)</b>		Sleeveless, short gown (thin)	0.18
Knee socks (thick)	0.06	Single-breasted (thin)	0.36	Sleeveless, long gown (thin)	0.20
Panty hose	0.02	Single-breasted (thick)	0.44	Short-sleeved hospital gown	0.31
Sandals/thongs	0.02	Double-breasted (thin)	0.42	Long-sleeved, long gown (thick)	0.46
Slippers (quilted, pile-lined)	0.03	Double-breasted (thick)	0.48	Long-sleeved pajamas (thick)	0.57
Boots	0.10	Sleeveless vest (thin)	0.10	Short-sleeved pajamas (thin)	0.42
<b>Shirts and Blouses</b>		Sleeveless vest (thick)	0.17	Long-sleeved, long wrap robe (thick)	0.69
Sleeveless, scoop-neck blouse	0.12	<b>Sweaters</b>		Long-sleeved, short wrap robe (thick)	0.48
Short-sleeved, dress shirt	0.19	Sleeveless vest (thin)	0.13	Short-sleeved, short robe (thin)	0.34
Long-sleeved, dress shirt	0.25	Sleeveless vest (thick)	0.22		

<sup>a</sup>"Thin" garments are summerweight; "thick" garments are winterweight.

<sup>b</sup>1 clo = 0.155 (m<sup>2</sup>·K)/W

<sup>c</sup>Knee-length

$p_{sk,s}$ <sup>28</sup>: pressão parcial de vapor à superfície da pele, kPa

$p_a$ : pressão parcial de vapor do ar ambiente, kPa

$R_{e,cl}$ : resistência da roupa à transferência de calor latente,  $\frac{m^2 kPa}{W}$

$h_e$ : coeficiente de transferência de calor latente,  $\frac{W}{m^2 kPa}$

Como é possível verificar pela equação 4.17 a molhabilidade,  $w$  constitui um fator importante para a determinação do calor latente cedido pela pele. O potencial máximo,  $E_{max}$  de calor latente transferido para determinadas condições ocorre quando a molhabilidade é máxima, isto é:  $w = 1$ . Sob outro ponto de vista, o calor latente dissipado,  $E_{sk}$  é, na verdade, uma combinação de calor libertado pela evaporação do suor devido ao mecanismo de termo-regulação do corpo,  $E_{rsw}$  e da difusão natural de água através da superfície da pele,  $E_{dif}$ . Logo,  $E_{sk} = E_{rsw} + E_{dif}$ . A equação 4.18 evidencia que o calor latente associado à libertação de suor é diretamente proporcional à taxa de geração de suor devido ao mecanismo de termo regulação.

$$E_{rsw} = \dot{m}_{rsw} h_{fg} \quad (4.18)$$

onde:

$\dot{m}_{rsw}$ : taxa de geração de suor,  $\frac{kg}{s.m^2}$

$h_{fg}$ : calor de vaporização da água,  $\frac{J}{kg}$

Desta forma, a porção de área do corpo que se deve encontrar húmida por forma a evaporar o suor gerado é dado por:  $w_{rsw} = \frac{E_{rsw}}{E_{max}}$ . Sob condições em que o mecanismo de termo-regulação de transpiração não seja necessário, a área do corpo

<sup>28</sup>Normalmente assume-se como sendo a pressão de saturação de vapor à temperatura de pele,  $t_{sk}$

que se encontra humedecido devido à difusão natural de água é de 6% para condições normais. Quando o corpo se encontra a produzir suor em virtude da necessidade de dissipar mais calor, este valor percentual aplica-se apenas à porção de pele não coberta com este fluido  $(1 - w_{rsw})$ , pelo que o calor associado à difusão,  $E_{dif}$  é dado pela equação 4.19. A equação 4.19 pode ser resolvida em ordem a obter-se o valor da molhabilidade,  $w$ , quando conhecidos o potencial máximo de calor latente,  $E_{max}$ , e o calor libertado associado à evaporação do suor,  $E_{rsw}$  através da equação 4.20. Assim que o valor para a molhabilidade se encontra determinado o calor latente total transferido através da pele,  $E_{sk}$  é obtido pela equação 4.21

$$E_{dif} = (1 - w_{rsw})0,06E_{max} \quad (4.19)$$

$$w = 0,06 + 0,94 \frac{E_{rsw}}{E_{max}} \quad (4.20)$$

$$E_{sk} = wE_{max} \quad (4.21)$$

Muito embora o calor latente cedido pela pele descrito na equação 4.17 e 4.21 dependa da molhabilidade, o corpo humano não regula diretamente esta variável mas a taxa de geração de suor  $\dot{m}_{rsw}$ . Assim a molhabilidade é uma consequência indireta da atividade das glândulas sudoríparas e do potencial evaporativo do ambiente.

Tanto as expressões que traduzem as perdas de calor sensível como latente pela pele para pessoas vestidas descrevem estes fenómenos em termos de parâmetros associados à roupa,  $R_{cl}$ ,  $R_{e,cl}$  e  $f_{cl}$  e parâmetros associados ao ambiente,  $h$  e  $h_e$ . No entanto existem diferentes parâmetros que podem constituir alternativas àqueles supra mencionados. Geralmente, os parâmetros relacionados com transferência de calor sensível e latente não são independentes uma vez que ambos dependem do mesmo processo físico. A relação de Lewis (equação 4.22) descreve a relação entre a transferência de calor por convecção e os coeficientes de transferência de massa para uma superfície descritos nas equações 4.5 e 4.17. Para valores típicos de condições interiores, este valor é de aproximadamente 16,5. É através desta relação que o coeficiente de transferência de calor latente,  $h_e$  pode ser estimado, sabendo-se claro, o coeficiente de convecção,  $h_c$ .

$$LR = \frac{h_e}{h_c} \quad (4.22)$$

Em tom de conclusão para esta secção, a totalidade de calor pela pele pode ser obtida através da soma da equações 4.17 e 4.15. Outra forma de escrever este resultado é enunciado sob a forma da equação 4.23, na qual  $h' = \frac{1}{R_t}$  e  $R_t$  simboliza a resistência térmica total existente entre o corpo e o ambiente. O termo  $i_m$  descreve a eficiência total da permeabilidade de calor latente entre a pele e o ambiente.

$$q_{sk} = h'(t_{sk} + wi_mLRp_{sk,s}) - (t_o + wi_mLRp_a) \quad (4.23)$$

A condição psicrométrica de temperatura,  $TE$  e humidade  $\phi$ , que assegura trocas de calor pela pele iguais às condições reais vem descrita na equação 4.24. É assim, possível chegar à expressão (equação 4.25) que determina  $TE$  em função de  $\phi$ .

$$C + R + E_{sk} = h'(t_{sk} + w_{im}LRp_{sk,s}) - (TE + w_{im}LRp_{s,TE}) \quad (4.24)$$

$$TE = t_o + w_{im}LR(p_a - p_{s,TE}) \quad (4.25)$$

Quando se obtém a temperatura para uma situação de  $\phi = 100\%$ , o resultado designa-se por temperatura efetiva saturada,  $TES$ . Quando  $\phi = 50\%$  o resultado designa-se por temperatura efetiva,  $TE^*$ . Esta é a temperatura exterior para a qual, em condições de humidade  $\phi = 50\%$  se obtém o mesmo fluxo de calor da pele.

### 4.1.3 Processos de transferência de calor através da respiração

Durante a respiração o corpo humano cede calor sensível e latente tanto por processos de convecção como pela evaporação do vapor de água expirado. O calor total cedido através da respiração, bem como a libertação de humidade expressam-se através das equações 4.26 e 4.27 respetivamente.

$$q_{res} = C_{res} + E_{res} = \frac{\dot{m}_{res}(h_{ex} - h_a)}{A_D} \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_{w,res} = \frac{\dot{m}_{res}(W_{ex} - W_a)}{A_D} \quad (4.27)$$

Nas quais:

$\dot{m}_{res}$ : ventilação pulmonar,  $\frac{kg}{s}$

$h_{ex}$ : entalpia do ar expirado,  $\frac{J}{kg}$

$h_a$ : entalpia do ar ambiente (inspirado),  $\frac{J}{kg}$

$\dot{m}_{w,res}$ : perdas de água por respiração,  $\frac{kg}{s}$

$W_{ex}$ : humidade específica do ar expirado,  $\frac{kg_{vapor}}{kg_{ar seco}}$

$W_a$ : humidade específica do ar ambiente,  $\frac{kg_{vapor}}{kg_{ar seco}}$

Sob circunstâncias normais Fanger (1970) relaciona a ventilação pulmonar em função do metabolismo por:

$$\dot{m}_{res} = K_{res} M A_D \quad (4.28)$$

onde:

$K_{res}$ : constante de proporcionalidade  $(1,43 \times 10^{-6} \frac{kg}{J})$

Para ambientes típicos de interior McCutchan e Taylor (1951) fornecem expressões que permitem calcular a temperatura do ar expirado e a humidade específica (equação 4.29) deste último em função das condições ambientes.

$$W_{ex} = 0,0277 + 0,000065t_a + 0,2W_a \quad (4.29)$$

Por outro lado, a humidade específica do ar ambiente pode ser expressa em termos da pressão barométrica,  $p_t$  e da pressão parcial de vapor de água,  $p_a$  por:

$$W_a = \frac{0,622p_a}{p_t - p_a} \quad (4.30)$$

Ainda assim, as perdas de calor pela respiração são normalmente expressas em termos de calor sensível e calor latente. As equações 4.31 e 4.32 traduzem estas perdas respetivamente, onde  $p_a$  vem em  $kPa$  e  $t_a$  em  $^{\circ}C$ .

$$C_{res} = 0,0014M(34 - t_a) \quad (4.31)$$

$$E_{res} = 0,0173M(5,87 - p_a) \quad (4.32)$$

#### 4.1.4 Modelo de Fanger

O conforto térmico bem como a sensação associada ao ambiente térmico envolvente podem ser previstos de várias formas. Uma destas formas deve-se a Fanger<sup>29</sup> cujo modelo de conforto térmico se encontra enunciado nas normas ISO 7730, e na ASHRAE 55. Fanger relacionou dados sobre conforto térmico com variáveis fisiológicas em condições estacionárias.

Neste sentido, desde que na equação 4.1 o calor armazenado pelo corpo,  $S$  seja nulo o corpo está em equilíbrio térmico. No entanto, este mesmo equilíbrio, por si só não é suficiente para assegurar conforto térmico, pelo que, numa vasta gama de condições ambientais nas quais o equilíbrio pode ser atingido, apenas uma gama específica providencia condições que permitam o conforto térmico. Rohles e Nevins (1971) obtiveram expressões para os parâmetros supra mencionados que asseguram conforto térmico:

$$t_{sk,req} = 35,7 - 0,0275(M - W) \quad (4.33)$$

<sup>29</sup>Povl Ole Fanger (16 de Julho de 1934 - 20 Setembro de 2006) foi um especialista dinamarquês na área do conforto térmico e professor na Technical University of Denmark.

$$E_{rsw,req} = 0,42(M - W - 58,15) \quad (4.34)$$

Estas duas equações relacionam o balanço térmico do corpo com a sensação de conforto térmico. Assim, aplicando estas expressões nas equações 4.15 para  $C + R$  e 4.20 e 4.21 para  $E_{sk}$ , a equação 4.2 ,que traduz o balanço energético do corpo humano, pode ser utilizada por forma a obter as combinações dos parâmetros que providenciam sensações de conforto térmico sendo estes: isolamento da roupa, metabolismo, velocidade do ar, temperatura do ar, temperatura média radiante, e humidade relativa.

Fanger, desenvolveu uma expressão mais reduzida, considerando que todo o suor gerado pode ser evaporado. Esta consideração é valida para vestuário típico de espaços interiores e atividades metabólicas reduzidas.

A equação apresentada é ligeiramente diferente das estudadas uma vez que a troca de calor por radiação através da pele aparece expressa em função da lei de Stefan-Boltzman, considerando uma emissividade de  $\varepsilon = 0,95$  e uma relação de  $\frac{A_R}{A_D} = 0,73$ ; a difusão natural de vapor de água,  $E_{dif}$  aparece expressa sob a forma de um coeficiente de difusão e de uma aproximação linear da pressão de saturação do vapor avaliada à temperatura da pele  $t_{sk}$ . Os outros termos que aparecem na equação 4.36 são os apresentados nas equações 4.5 para  $C$ , 4.34 para  $E_{rsw}$  e 4.31 e 4.32 para  $C_{res}$  e  $E_{res}$  respetivamente. Por outro lado, como os termos de convecção e radiação da equação 4.35 dependem da temperatura da superfície do vestuário  $t_{cl}$  que por sua vez dependem da temperatura da pele das trocas de calor por radiação e por convecção é também necessário resolver a equação 4.36 por forma a descobrir  $S$  pela equação 4.35.

$$\begin{aligned} M - W = & 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_t + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \\ & + 3,05 [5,73 - 0,007M(M - W) - p_a] + 0,42 [(M - W) - 58,15] \\ & + 0,0173M(5,87 - p_a) + 0,0014M(34 - t_a) \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$t_{cl} = t_{sk} - I_{cl}(R + C) \quad (4.36)$$

Para o cálculo do coeficiente de convecção,  $h_c$ , e do fator de correção de área,  $f_{cl}$  Fanger utilizou as seguintes expressões:

$$h_c = \begin{cases} 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} & 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{V} \\ 12,1\sqrt{V} & 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{V} \end{cases} \quad (4.37)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,0 + 0,2I_{cl} & I_{cl} < 0,5clo \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & I_{cl} > 0,5clo \end{cases} \quad (4.38)$$

Deste modo, com base em várias experiências realizadas com indivíduos dinamarqueses e norte-americanos, Fanger relacionou o valor de  $S$  com uma sensação térmica psicológica expressa na seguinte escala:

- +3 Muito quente;
- +2 Quente;
- +1 Ligeiramente quente;
- 0 Confortável ou neutro;
- 1 Ligeiramente frio;
- 2 Frio;
- 3 Muito Frio;

Durante as experiências as pessoas utilizavam um vestuário a que corresponde um isolamento da roupa de 0,6 *clo*, bem como encontravam-se sentadas durante três horas registrando a sua sensação térmica através da escala acima. Assim, em ambientes com temperaturas no intervalo de 18,9 °C a 32,2 °C formulou-se uma expressão que relacionava o voto médio real de cada pessoa e o balanço  $S$ . Para a previsão de condições de conforto utilizou-se a relação descrita designando, desta vez, o voto real por voto médio previsível, VMP :

$$VMP = (0,303e^{-0,036M} + 0,028)S \quad (4.39)$$

Fanger relacionou também o voto médio previsível com a percentagem de pessoas insatisfeitas, PPI através da equação 4.40 onde a condição «insatisfeito» esta associada ao votos de «-3,-2,2,3» ou a alguém que não votou «-1,0,1». Esta relação aparece na figura 4.1<sup>30</sup> . Uma percentagem de insatisfeitos de 10% corresponde a um VMP de cerca de 0,5 ou -0,5; no entanto, mesmo com um VMP=0 cerca de 5% das pessoas mostram estar insatisfeitas com o ambiente térmico.

$$PPI = 100 - 95e^{-0,003353VMP^4 - 0,2179VMP^2} \quad (4.40)$$

### 4.1.5 Modelos Adaptativos

Enquanto que o modelo de Fanger relaciona o equilíbrio térmico com a sensação de conforto de um individuo, os modelos adaptativos não prevêem respostas de conforto, mas, em vez disso, as condições sob as quais as pessoas provavelmente se irão sentir confortáveis. Em geral, a maioria das pessoas tende naturalmente a adaptar-se ao espaço que a envolve, podendo esta adaptação passar por fazer ajustes a elas próprias mas também ao ambiente em redor delas por forma a reduzir o desconforto. Estas ações desenvolvidas por forma a reduzir a sensação de desconforto térmico são designadas por adaptativas e podem ser ações conscientes como vestir ou despir uma peça de roupa, alterar a postura ou o tipo de trabalho que estão a efetuar, abrir uma janela, comer, beber, etc. No entanto, podem ser desenvolvidas também, ainda que mais a longo prazo, ações inconscientes como a alteração da

---

<sup>30</sup>Fonte: ISO 7730 (2005)



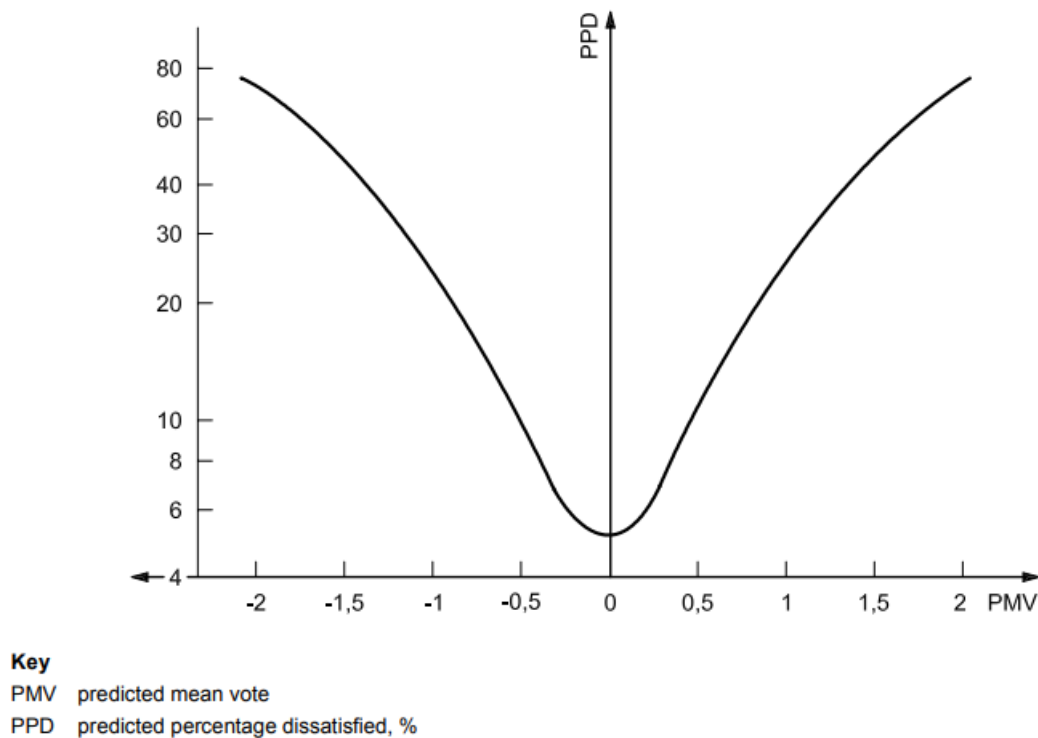


FIGURA 4.1: PPI em função do VMP

temperatura de *set-point* para a qual principiamos a tremer, a transpirar, ou ajustes nos níveis de fluidos do corpo e perda de sal.

Posto isto, um importante parâmetro do processo adaptativo, são as condições exteriores e a exposição de um individuo a estas condições. A temperatura exterior,  $t_{ex}$  é o principal *input* dos modelos adaptativos, uma vez que, a previsão da temperatura ou gamas de temperaturas de conforto,  $t_c$  segundo estes modelos dependem exclusivamente deste parâmetro. Por outro lado, uma vez que as condições exteriores não são constantes durante o ano, outro fator que torna os modelos adaptativos muito úteis reside no facto de ser possível especificar temperaturas interiores de *set-point* em função do tempo, isto é, da altura do ano.

## 4.2 Aplicação do modelo de Fanger aos NPO's

Para a aplicação do modelo da Fanger aos navios da classe Viana do Castelo, algumas variáveis têm de ser estimadas. Estas são o isolamento da roupa e o metabolismo médio para cada zona de climatização.

Relativamente ao isolamento da roupa,  $I_{cl}$ , torna-se importante conhecer o tipo de vestuário utilizado a bordo. A figura 4.2 mostra o tipo de fardamento utilizado pelos militares embarcados nos vários navios da Marinha Portuguesa, sendo por isso também, o uniforme utilizado a bordo nos navios da classe Viana do Castelo. O uniforme de embarque, como é designado, é constituído por um «fato macaco» semelhante ao da figura 4.2, utilizado com uma t-shirt sob o mesmo, e botas. Ainda

assim, dependendo da estação do ano, e normalmente no inverno, é utilizado sobre o uniforme de embarque um casaco do tipo corta vento. Por este motivo consideram-se duas situações: uma de verão caracterizada apenas pelo uso do uniforme de embarque, e uma de inverno caracterizada pelo uso do casaco corta vento.



FIGURA 4.2: Uniforme de embarque

Para o cálculo do isolamento utilizou-se a equação 4.16 que permite somar o isolamento oferecido por cada constituinte do uniforme, bem como a tabela C.2 do anexo C da norma ISO 7730. Os resultados encontram-se expressos na tabela 4.5.

TABELA 4.5: Isolamento do uniforme de embarque para situações de inverno e verão

Verão		Inverno	
peça de vestuário	$I_{clu}(clo)$	peça de vestuário	$I_{clu}(clo)$
roupa interior	0,03	roupa interior	0,03
t-shirt	0,04	t-shirt	0,04
macacão	0,90	macacão	0,90
botas	0,10	casaco corta vento	0,40
		botas	0,10
$I_{cl} = \sum I_{clu} = 1,07clo$		$I_{cl} = \sum I_{clu} = 1,47clo$	

Relativamente ao metabolismo importa conhecer o tipo de atividades realizadas em cada zona de climatização. Desta forma a tabela 4.6 apresenta uma estimativa para os valores de metabolismo para cada zona de climatização tendo em conta o tipo de compartimentos que as define. Para estimar o metabolismo em função do tipo de atividade utilizou-se o anexo B da ISO 7730.

Com a obtenção de valores para ambos os parâmetros,  $I_{cl}$  e  $met$  é possível através de um algoritmo criado em *Matlab* avaliar o conforto térmico em cada

TABELA 4.6: metabolismo para cada zona de climatização

zona	metabolismo (met)
AC1.1	1
AC2.1	1,2
AC2.2	1,2
AC2.3	1,2
AC3.1	1,2
AC4.1	2,0
AC4.2	1,2

zona de climatização para as condições interiores de projeto e obter a percentagem de pessoas insatisfeitas em cada zona. Neste sentido, devido a impossibilidade de realizar medições a bordo devido ao estado de confinamento aplicado em virtude da pandemia da COVID19, considera-se que a temperatura média radiante é igual à temperatura ambiente ( $\bar{t}_r = t_a$ ) e uma velocidade do ar de:  $v = 0,2 \frac{m}{s}$ . A tabela evidencia a temperatura ambiente e humidade relativa de projeto para a situação de verão e de inverno.

TABELA 4.7: Condições de Projeto para cada zona de climatização

temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ )		humidade relativa (%)	
Verão	Inverno	Verão	Inverno
25	20	50	35

Os resultados obtidos encontram-se expressos na tabela 4.8. Ainda que, devido às considerações acima referidas os resultados possam não corresponder inteiramente àqueles que seriam obtidos se efetuassem medições para obtenção de valores para a temperatura média radiante e velocidade do ar, é possível observar que devido à assimetria de valores para o metabolismo para as diferente zonas de climatização, e, uma vez que as condições de projeto (temperatura ambiente e humidade relativa) são semelhante para cada zona de climatização, a zona AC4.1 está claramente fora de um intervalo aceitável para valores de percentagem de pessoas insatisfeitas, o que sugere que novas condições devem ser idealizadas para esta zona em particular. É de salientar que a norma ISO 7730 define três categorias relativas ao conforto térmico, sendo que a categoria menos restrita (categoria C) define valores para a PPI inferiores a 15%. A figuras 4.3 e 4.4 apresentam os resultados obtidos sob a forma de um gráfico da percentagem de pessoas insatisfeitas em função do voto médio previsível para a situação de verão e de inverno.

TABELA 4.8: VMP e PPI obtidos para cada zona de climatização

Zona	VMP		PPI (%)	
	Verão	Inverno	Verão	Inverno
AC1.1	0,40	-0,41	8,4	8,5
AC2.1	0,71	0,03	15,5	5,1
AC2.2	0,71	0,03	15,5	5,1
AC2.3	0,71	0,03	15,5	5,1
AC3.1	0,71	0,03	15,5	5,1
AC4.1	1,39	0,90	44,8	22,2
AC4.2	0,71	0,03	15,5	5,1

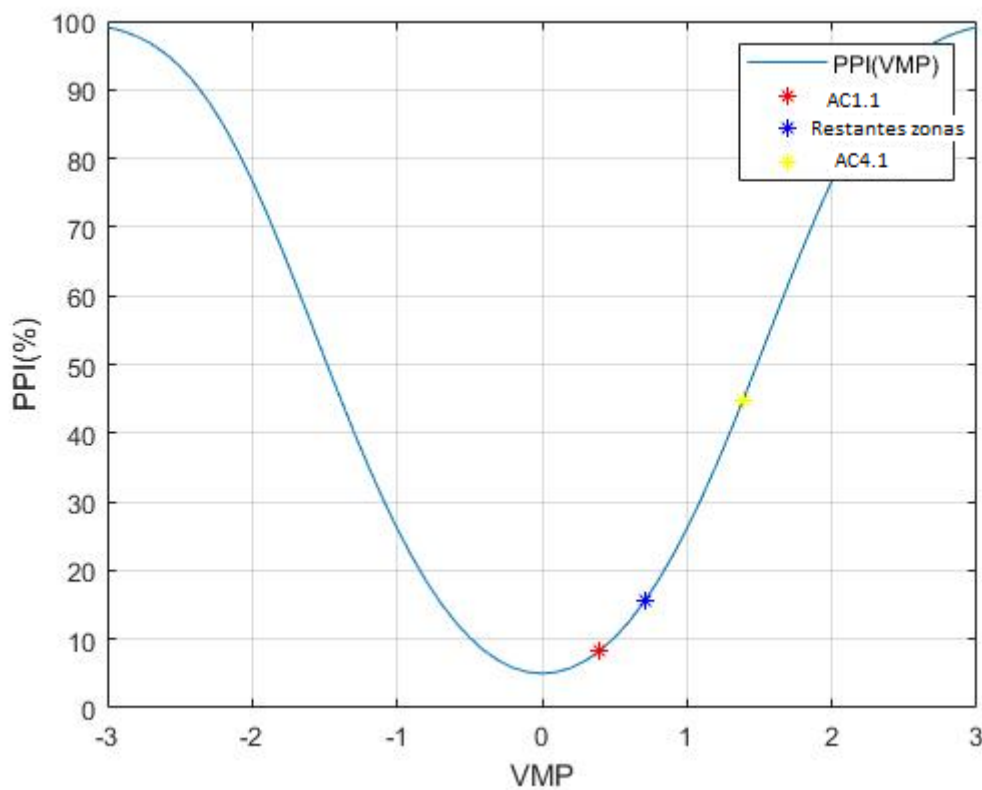


FIGURA 4.4: VMP e PPI para cada MFZ na situação de verão

É no seguimento do exposto acima que foi desenvolvido outro algoritmo em *matlab* que permite encontrar e balizar valores para a temperatura ambiente que garantem condições de conforto térmico; isto é: define-se como temperatura ótima para cada zona aquela a que corresponde um voto médio previsível igual a zero (PPI=5%) e cria-se um intervalo a que correspondem valores para o VMP compreendidos entre -0,5 e 0,5 (10% de pessoas insatisfeitas). Neste sentido, considerou-se, à imagem das aproximações acima referidas, que a temperatura média radiante se aproxima da temperatura ambiente e a velocidade do ar é igual a 0,2 m/s. Para esta avaliação considera-se também que a humidade relativa é de 50%. O algoritmo

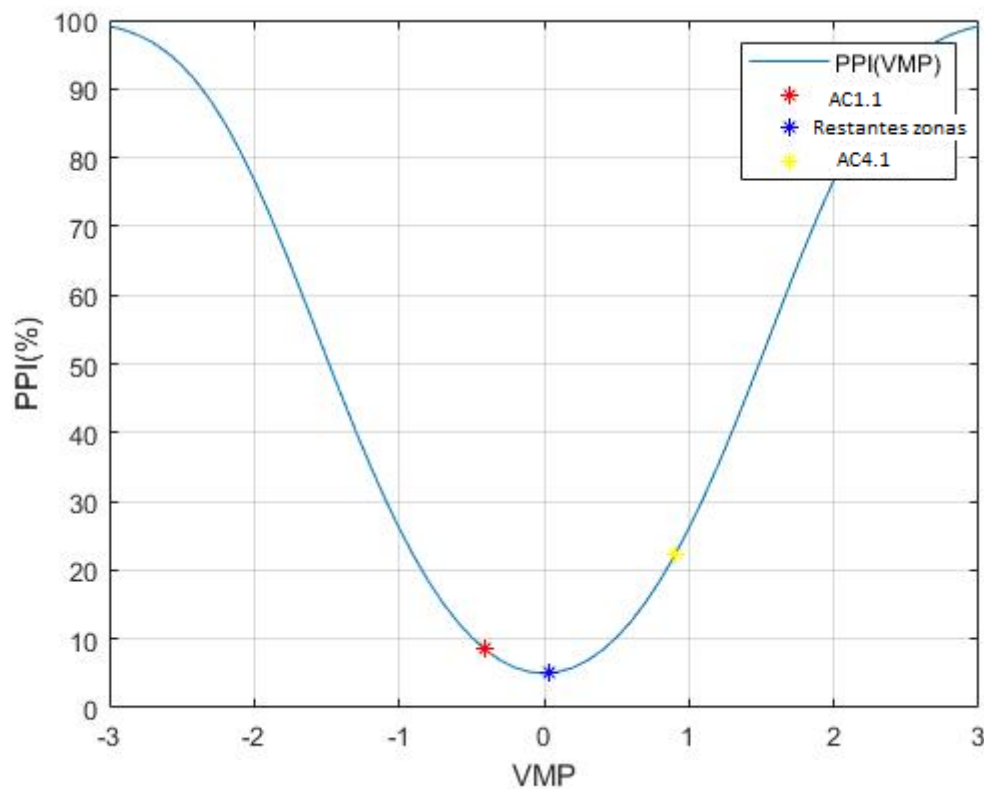


FIGURA 4.3: VMP e PPI para cada MFZ na situação de inverno

elaborado tem em conta o metabolismo, bem como o isolamento da roupa, sendo por isso possível também encontrar e balizar valores para a temperatura ambiente tanto numa situação de verão como de inverno, bem como para cada zona. Os resultados encontrados podem ser observados na tabela 4.9. Por outro lado, nas figura 4.5 e 4.6 é possível observar o gráfico da função que relaciona a temperatura ambiente com a percentagem de pessoas insatisfeitas para a situação de verão e inverno.

TABELA 4.9: Resultados obtidos para a temperatura ambiente

MFZ	Verão			Inverno		
	$t_a(^{\circ}\text{C})$			$t_a(^{\circ}\text{C})$		
	VMP=-0,5	VMP=0	VMP=0,5	VMP=-0,5	VMP=0	VMP=0,5
AC1.1	21,8	23,6	25,3	19,2	21,4	23,6
AC2.1	19,7	21,9	24,1	16,7	19,4	22,1
AC2.2	19,7	21,9	24,1	16,7	19,4	22,1
AC2.3	19,7	21,9	24,1	16,7	19,4	22,1
AC3.1	19,7	21,9	24,1	16,7	19,4	22,1
AC4.1	11,6	15,2	18,8	7,2	11,7	16,1
AC4.2	19,7	21,9	24,1	16,7	19,4	22,1

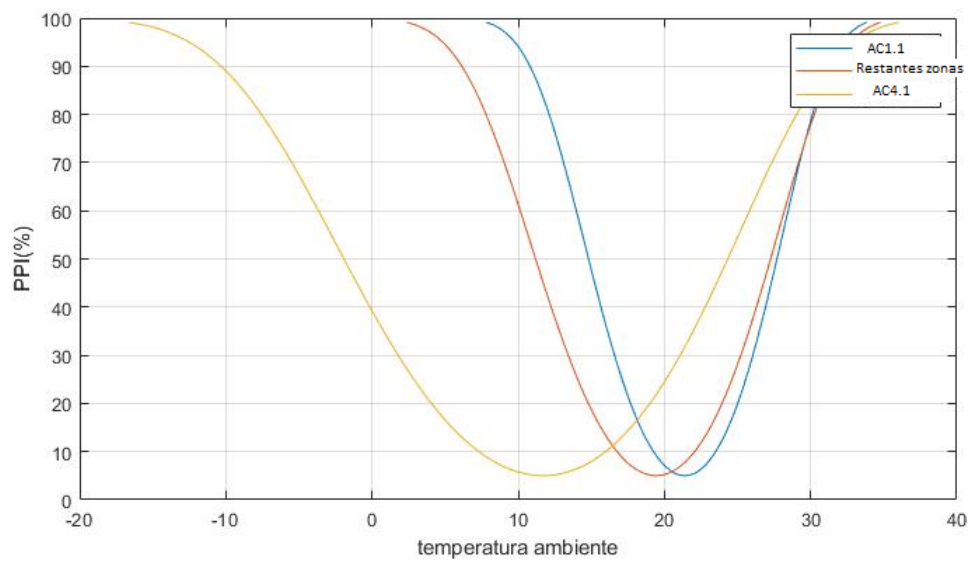


FIGURA 4.5: Gráfico da temperatura ambiente em função da PPI para a situação de inverno

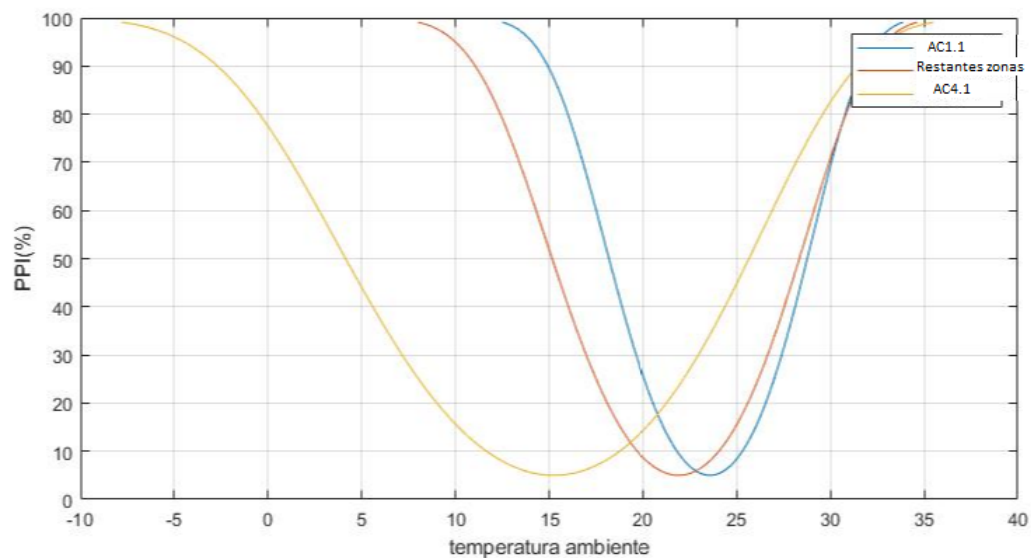


FIGURA 4.6: Gráfico da temperatura ambiente em função da PPI para a situação de verão

## 4.3 Ventilação

A qualidade do ar interior, traduz-se em ambientes interiores cujas concentrações de poluentes não são prejudiciais para a saúde e que uma maioria das pessoas (nunca menor a 80%) sente-se confortável com a envolvente. A maioria destes contaminantes podem ser gases poluentes como o dióxido de carbono, compostos orgânicos voláteis, odores e partículas. Assegurar ambientes com qualidade do ar é, por isto, importante para a saúde dos ocupantes de um espaço, como para o conforto sentido por estes. A ventilação é um dos pilares para gerar ambientes interiores saudáveis sendo responsável por fornecer ar novo necessário ao metabolismo humano, garantir a diluição e remoção da poluição interior, distribuir ar condicionado para aquecimento ou arrefecimento dos espaços, e em algumas aplicações, criar ambientes pressurizados de forma a inibir a infiltração de poluentes de ambientes exteriores. Por forma a assegurar ambientes interiores saudáveis há ainda que ter em conta a qualidade do ar exterior e a emissão de substâncias poluentes por fontes poluentes internas (Clancy, 2018).

Deste modo, a norma ASHRAE 62 de 2013,(ASHRAE, 2013a) define as taxas de ventilação mínimas necessárias para que se atinjam ambientes com qualidade do ar aceitáveis para a ocupação humana dos espaços e que minimizem os efeitos adversos para saúde. Ainda assim, por si, a aplicação da norma não garante que se cumpram com os requisitos definidos para a qualidade do ar em virtude da existência de fontes poluentes no interior, de fatores que podem afetar a perceção humana e aceitação ao ambiente no qual estão inseridas (muito devido à humidade, temperatura, ruído, iluminação e stress fisiológico), e ainda relativos ao ar exterior insuflado no interior não se encontrar adequadamente filtrado e limpo.

A norma define um conjunto de procedimentos a adotar tendo em vista gerar ambientes interiores saudáveis. Começa por salientar a importância da qualidade do ar exterior e recomenda que no caso da concentração de poluentes como partículas do tipo PM<sub>10</sub><sup>31</sup>, PM<sub>2.5</sub><sup>32</sup> e ozono, na zona na qual está inserido o edifício, seja superior a determinados níveis, o sistema de ventilação deve contemplar filtros de partículas ou outros dispositivos de limpeza do ar de forma a filtrar o ar exterior. Para o caso do ozono a norma define uma concentração máxima de 209  $\mu\text{g}/\text{m}^3$ . A tabela 4.10 mostra os dados relativos à concentração de poluentes, em especial no concelho de Almada, onde está inserido a base naval do Alfeite. Ainda que o navio não seja uma plataforma fixa, considera-se que a navegação a concentração de poluentes é inferior àquela apresentada na tabela 4.10. A tabela 4.11 mostra a relação entre cada cor na tabela 4.10<sup>33</sup> e o índice de qualidade do ar. (APA, 2020)

---

<sup>31</sup> *Particulate Matter Smaller than 10 Micrometers*

<sup>32</sup> *Particulate Matter Smaller than 2.5 Micrometers*

<sup>33</sup> Dados referentes a 21 de Julho de 2010

TABELA 4.10: Concentração de poluentes no concelho de Almada

Concelho	Estação	Tipo de Estação	Tipo de Área	Hora UTC	O <sub>3</sub>	NO <sub>2</sub>	CO	SO <sub>2</sub>	PM <sub>10</sub>	PM <sub>2.5</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>
					Média Horária	Média Horária	Média Octo Horária	Média Horária	Média últimas 24h	Média últimas 24h	Média Horária
					µg/m <sup>3</sup>	µg/m <sup>3</sup>	mg/m <sup>3</sup>	µg/m <sup>3</sup>	µg/m <sup>3</sup>	µg/m <sup>3</sup>	µg/m <sup>3</sup>
Estarreja	<u>Estarreja</u>	Suburbana	Fundo	14h	144	9	-	8	25	8	-
Fundão	<u>Fundão</u>	Rural	Fundo	00h	65	N.D.	-	N.D.	73	23	-
Leiria	<u>Ervedeira</u>	Rural	Fundo	00h	88	2	-	2	19	11	-
Montemor-o-Velho	<u>Montemor-o-Velho</u>	Rural	Fundo	00h	N.D.	N.D.	-	-	N.D.	-	-
Vouzela	<u>Fornelo do Monte</u>	Rural	Fundo	00h	101	4	-	-	22	-	-
Ílhavo	<u>Ílhavo</u>	Suburbana	Fundo	00h	164	N.D.	-	0	28	-	-
Almada	<u>Laranjeiro</u>	Urbana	Fundo	00h	120	16	-	-	39	20	-

TABELA 4.11: Índices de qualidade do ar

Classificação	PM <sub>10</sub>	PM <sub>2.5</sub>	NO <sub>2</sub>	O <sub>3</sub>	SO <sub>2</sub>
Muito Bom	0-20	0-10	0-40	0-80	0-100
Bom	21-35	11-20	41-100	81-100	101-200
Médio	36-50	21-25	101-200	101-180	201-350
Fraco	51-100	26-50	201-400	181-240	351-500
Mau	101-1200	51-800	401-1000	241-600	501-1250

Para cada zona é preciso determinar o caudal mínimo de ar exterior (ou novo) a ser insuflado no interior,  $Q_b$ , por aplicação da equação 4.41. A tabela mostra um excerto da tabela apresentada pela norma para a determinação dos vários termos da equação 4.41.

$$Q_b = R_p \times P_z + R_a \times A_z \quad (4.41)$$

Em que :

$R_p$ : caudal de ar novo requerido por pessoa, obtido através da tabela 6.2.2.1 da norma,  $\frac{m^3}{h}$

$P_z$ : número de pessoas prevista para a zona

$R_a$ : caudal de ar novo requerido por unidade de área, obtido através da tabela 6.2.2.1 da norma,  $\frac{m^3}{hm^2}$



### 4.3. Ventilação

$A_z$ : área líquida de ocupação,  $m^2$

TABELA 4.12: Excerto da tabela 6.2.2.1 da ASHRAE 62.1 de 2013

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate		Area Outdoor Air Rate		Notes	Default Values			Air Class
	$R_p$		$R_a$			Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s·m <sup>2</sup>		#/1000 ft <sup>2</sup> or #/100 m <sup>2</sup>	cfm/person	L/s-person	
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4	1
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Corridors	—	—	0.06	0.3		—			1
Occupiable storage rooms for liquids or gels	5	2.5	0.12	0.6	B	2	65	32.5	2
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories									
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0	1
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Office Buildings									
Breakrooms	5	2.5	0.12	0.6		50	7	3.5	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Occupiable storage rooms for dry materials	5	2.5	0.06	0.3		2	35	17.5	1
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1

Posto isto, é necessário calcular o caudal de ar novo necessário para a zona, isto é, o caudal de ar que tem de ser admitido pelo sistema de distribuição de ar, para que se cumpra com o caudal mínimo de ar novo no interior. Pela aplicação da equação é possível determinar este valor.

$$Q_{AN\ zona} = \frac{Q_b}{E_z} \quad (4.42)$$

em que :

$Q_{AN\ zona}$  :caudal de ar novo para a zona,  $\frac{m^3}{h}$

$E_z$  : efetividade de distribuição de ar

A tabela ilustra os valores para a efetividade de distribuição de ar em função das condições relativas à sua insuflação.

TABELA 4.13: Valores para a efetividade de distribuição de ar

Air Distribution Configuration	$E_z$
Ceiling supply of cool air	1.0
Ceiling supply of warm air and floor return	1.0
Ceiling supply of warm air 15°F (8°C) or more above space temperature and ceiling return	0.8
Ceiling supply of warm air less than 15°F (8°C) above space temperature and ceiling return provided that the 150 fpm (0.8 m/s) supply air jet reaches to within 4.5 ft (1.4 m) of floor level	1.0
<b>Note:</b> For lower velocity supply air, $E_z = 0.8$ .	
Floor supply of cool air and ceiling return, provided that the vertical throw is greater than 50 fpm (0.25 m/s) at a height of 4.5 ft (1.4 m) or more above the floor	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return, provided low-velocity displacement ventilation achieves unidirectional flow and thermal stratification, or underfloor air distribution systems where the vertical throw is less than or equal to 50 fpm (0.25 m/s) at a height of 4.5 ft (1.4 m) above the floor	1.2
Floor supply of warm air and floor return	1.0
Floor supply of warm air and ceiling return	0.7
Makeup supply drawn in on the opposite side of the room from the exhaust and/or return	0.8
Makeup supply drawn in near to the exhaust and/or return location	0.5

Nos sistemas em que cada unidade de tratamento de ar serve apenas uma zona, como é o caso dos NPOs, no caso do ar insuflado ser uma mistura de ar novo com ar de recirculação, o caudal de ar novo a admitir na UTA deve ser igual ao calculado pela equação 4.42. O mesmo se aplica aos sistemas que funcionam com 100 % de ar novo.

#### 4.3.1 ASHRAE 62 Vs Projeto NPOs

Nesta secção irá ser realizada uma comparação entre o caudal de ar novo previsto pela aplicação da norma ASHRAE 62 e o caudal de ar novo de projeto de cada unidade de tratamento de ar. Para o número de pessoas consideradas em cada compartimento utiliza-se o documento que se encontra no Anexo I. Em virtude de não se ter informação sobre as áreas de cada compartimento, apenas do volume, considera-se como aproximação, tendo que conta que a maioria dos compartimentos tem um pé direito de 2,70m, que a área de cada espaço pode ser dada por:

$$A = \frac{V}{h} \quad (4.43)$$

Para o valor relativo ao caudal de ar novo por pessoa considerou-se um valor de  $2,5 \frac{L}{s}$ , na medida em que é um valor recomendado para uma vasta gama de tipologia de espaços interiores, assim como, considerou-se um valor para o caudal de ar novo em função da área de  $0,3 \frac{L}{sm^2}$  pelo mesmo motivo. Considera-se ainda uma efetividade no valor da unidade, visto que, tanto a insuflação como a extração são no nível do teto e numa situação de inverno a temperatura de insuflação não é menor que oito graus comparativamente à temperatura interior. Os valores encontrados encontram-se registados na tabela 4.14. Os caudais de ar novo considerados do projeto são aqueles que constam na secção 3.2.2.3.

TABELA 4.14: Caudal de ar novo: ASHRAE 62 Vs Projeto

Zona	Caudal ar novo ASHRAE 62 $\left(\frac{m^3}{h}\right)$	Caudal de ar novo Projeto NPOs $\left(\frac{m^3}{h}\right)$
AC1.1	644	1334
AC2.1	43	2000
AC2.2	976	3564
AC2.3	61	1200
AC3.1	430	1440
AC4.1	116	747
AC4.2	455	1500

Não obstante que as considerações efetuadas possam, nalguns casos, não corresponder à realidade, é possível aferir que o sistema cumpre com os requisitos relativos ao ar novo pela discrepância ilustrada pela tabela 4.14. Como referido quando se efetuou a análise às zonas servidas pelas AC2.2 e AC3.1 o sistema foi projetado por forma a cumprir com o maior caudal de ar novo para cada compartimento entre  $30 \frac{m^3}{h.pessoa}$  (a corresponde um caudal de  $8,33 \frac{L}{s.pessoa}$  para comparação com a tabela 4.12) ou duas renovações do volume do espaço por hora.



# Capítulo 5

## Aplicação da Axiomática de Projeto

Neste capítulo vai ser aplicada a teoria axiomática de projeto ao sistema, através dos axiomas da independência e da informação.

### 5.1 Decomposição axiomática do sistema instalado

No capítulo 3 do presente trabalho estudou-se o conforto térmico dado que, proporcionar condições térmicas apropriadas é uma das funções de um sistema de climatização. Desta forma, consideram-se que um projeto de climatização deve, além de assegurar condições térmicas apropriadas, assegurar ambientes interiores saudáveis. Estas funções surgem como requisitos funcionais do parâmetro de projeto de maior ordem, que se considera o sistema de climatização instalado ou a projetar. Estas funções são, no domínio físico, respetivamente asseguradas pelo sistema de controlo da temperatura e, pelo sistema de ventilação. Ao sistema de controlo da temperatura interior, compete a remoção das cargas internas dos espaços por forma a garantir temperaturas interiores na gama de conforto térmico. Ao sistema de ventilação considera-se que compete a garantir a diluição da poluição do ar interior.

A função associada ao sistema de controlo da temperatura interior, isto é: garantir temperaturas interiores apropriadas é alcançada pelo sistema de remoção de carga instalado no navio e descrito no capítulo 2. A diluição da poluição, por sua vez, é atingida pela introdução de ar novo nos compartimentos. Assim, o mapeamento entre o domínio funcional e o domínio físico até ao primeiro nível de um sistema de climatização é o descrito pela Figura 5.1.

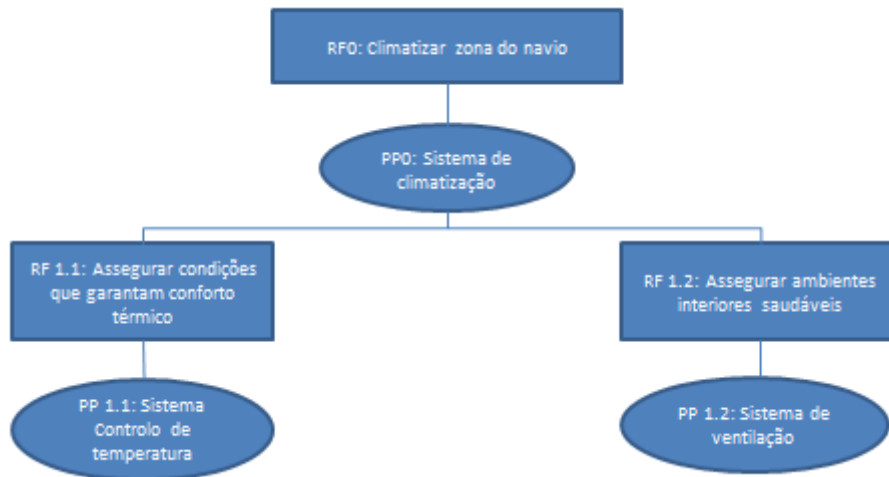


FIGURA 5.1: Mapeamento entre o domínio físico e funcional de um sistema de climatização até ao nível 1 de decomposição

O sistema instalado utiliza ar novo proveniente das unidades de tratamento de ar, funcionando algumas delas com 100% de ar novo. Posto isto, consideram-se duas situações: Uma para uma zona que funciona com uma UTAN e outra que funciona com uma UTA com recirculação de ar.

## 5.2 Zona servida por UTAN

Considera-se pela Figura 5.2 que o sistema funciona com uma UTAN que trabalha apenas com ar novo. Ao contrário da maioria dos sistemas com ar novo dedicado, nos quais a UTAN é responsável por fazer evoluir o ar para as condições médias do interior, removendo apenas a carga do ar novo, a UTA do sistema considerado é responsável por tratar o ar para condições psicrométricas de forma a remover a carga do sistema. Como referido no capítulo 2 tanto a potência da UTA como o caudal de funcionamento são dimensionados de forma a garantir duas renovações de ar por hora para cada espaço ou  $30 \text{ m}^3/\text{h}$  de ar por pessoa. Através das cargas sensíveis máximas ajustam-se pela equação 5.1 os caudais de insuflação em cada espaço mantendo-se constante a temperatura de insuflação. A temperatura de insuflação do ar é controlada através do sensor T, ajustando o caudal de água refrigerada ou aquecida que passa em cada bateria conforme a situação. O caudal de ar a insuflar em cada compartimento é, depois da calibração da rede, mantido constante. Dentro da mesma zona existem espaços que possuem ventiloconvectores, que se consideram espaços do tipo N. Nestes espaços o controlo da temperatura não só é atingido pela remoção da carga devido ao ar novo mas pelo controlador Ti. Considera-se também que, uma vez que a maioria dos VC está bloqueada a uma velocidade não é possível a alteração do caudal de funcionamento. Consideram-se ainda, os compartimentos servidos pela mesma UTAN mas que não possuem nenhuma unidade terminal: espaços do tipo M.

$$Q = \dot{m}c\Delta T \quad (5.1)$$

onde:

$Q$  :Calor sensível [kW];

$c$  :Calor específico do ar [ $\frac{kJ}{KgK}$ ];

$\Delta T$  :Diferença entre a temperatura interior e de insuflação;

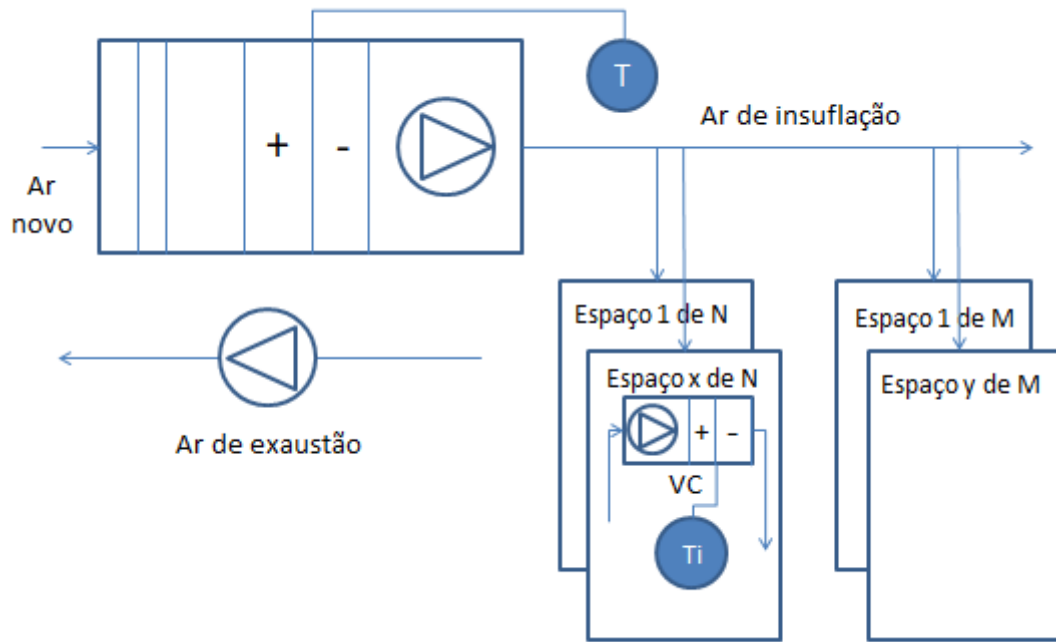


FIGURA 5.2: Configuração do sistema para uma UTAN

O mapeamento do sistema é apresentado nas Figuras 5.3 e 5.4. O sistema de controlo de temperatura, PP1.1, tem como funções filhas garantir o tratamento das cargas térmicas dos diversos espaços, (RF2.1, RF2.2, RF2.3, RF2.4) como manter uma temperatura de insuflação capaz de tratar as cargas do ar e do próprio sistema (RF2.5). As funções relativas ao tratamento da carga térmica são asseguradas no domínio físico pelo caudal de insuflação entregue a cada compartimento (PP2.1, PP2.3, PP2.5 e PP2.6) e nos espaços do tipo N (com VCs) ainda pelas unidades terminais instaladas (PP2.2 e PP2.4). A temperatura da UTAN é assegurada pelo sistema de regulação da unidade: PP2.7.

O sistema de ventilação, PP 1.2, tem como funções filhas entregar o caudal de ar novo adequado para cada espaço (RF2.6, RF2.7, RF2.8 e RF2.9), assim como assegurar o caudal de ar novo total (RF2.10). Estes requisitos funcionais são

atingidos pela correta calibração nos registos de insuflação de ar de cada compartimento (PP2.1, PP2.3, PP2.5, PP2.6) e pelo correto dimensionamento do caudal de funcionamento da UTAN: PP2.8.

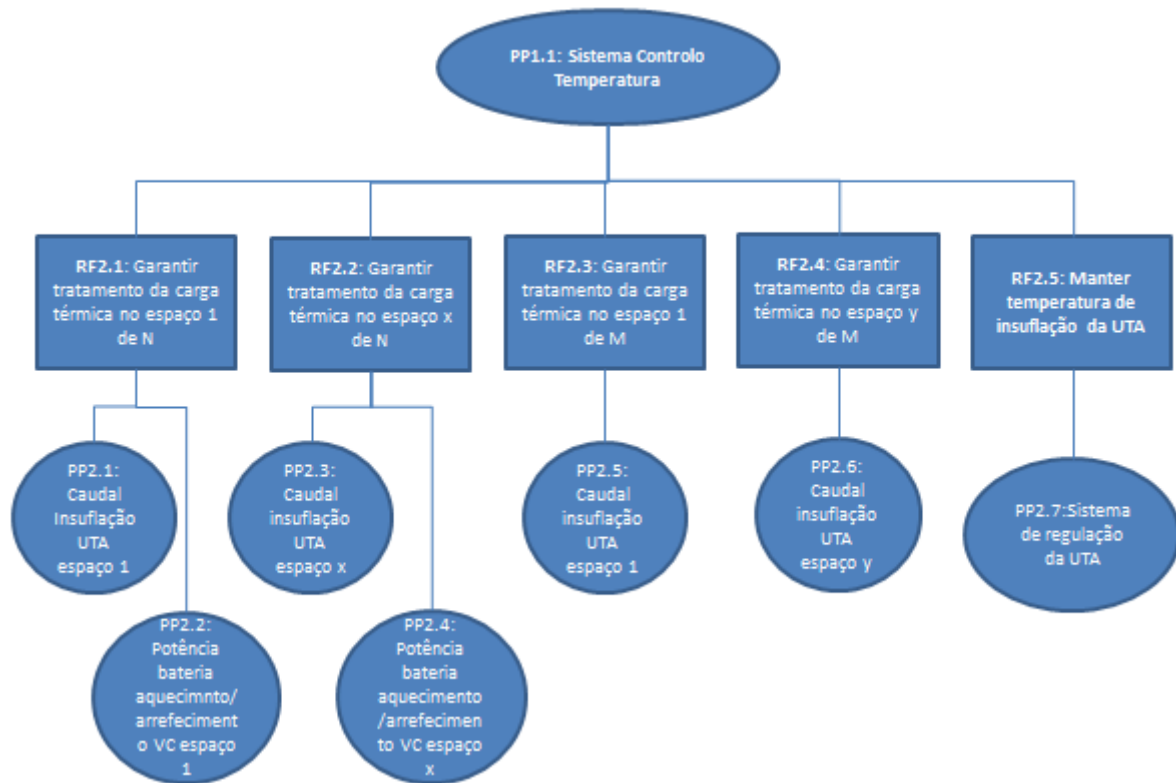


FIGURA 5.3: Decomposição PP1.1: Sistema de Controlo da temperatura

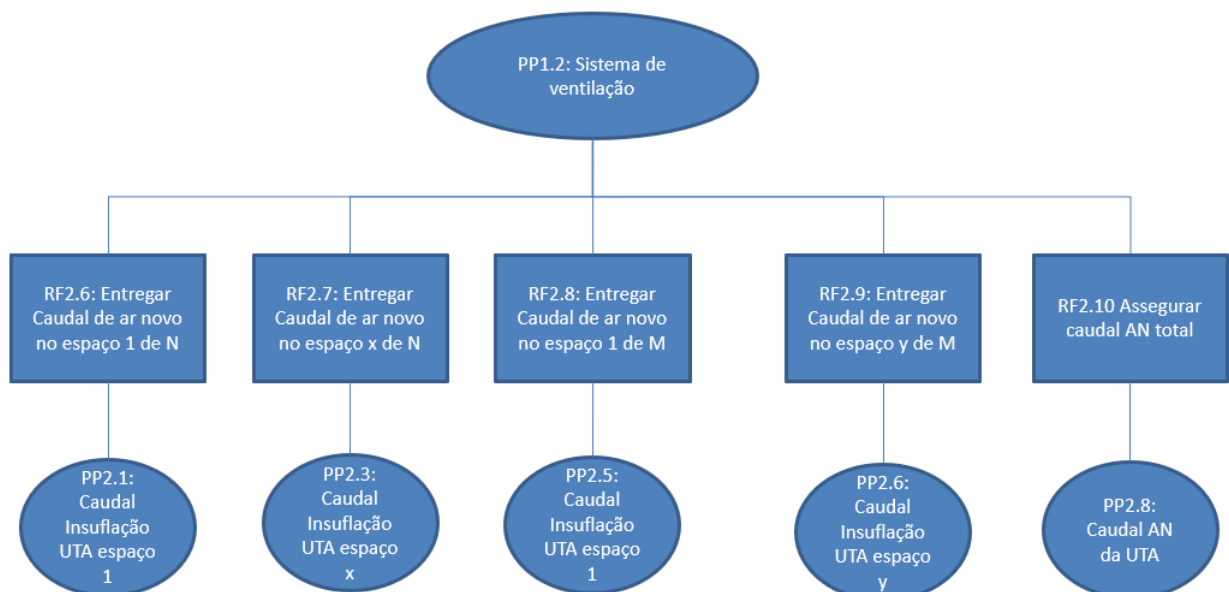


FIGURA 5.4: Decomposição PP 1.2: Sistema de Ventilação



## 5.2.1 Matriz de projeto

Nesta secção serão apresentadas as matrizes de projeto resultantes da decomposição do sistema para duas situações: uma situação típica de verão e uma situação típica de meia-estação. Não se considera uma situação típica de inverno, dado que a topologia da matriz de projeto resultante (considerando os RFs estabelecidos em 5.2) é idêntica à situação típica de verão.

### 5.2.1.1 Situação típica de verão

A expressão 5.2 denota a matriz de projeto resultante da decomposição do sistema para uma situação típica de verão em que se considera necessidade de arrefecimento em todos os espaços. Na matriz de projeto é utilizado a letra «X» como relação de dependência entre um qualquer requisito funcional e um parâmetro de projeto.

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.4 \\ RF2.5 \\ RF2.6 \\ RF2.7 \\ RF2.8 \\ RF2.9 \\ RF2.10 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & & & & & \\ & X & X & & & & & & & & & & \\ & & X & & & & & & & & & & \\ & & & X & X & & & & & & & & \\ & & & & & X & X & & & & & & \\ & & & & & & & X & & & & & \\ & & & & & & & & X & & & & \\ & & & & & & & & & X & & & \\ & & & & & & & & & & X & & \\ & & & & & & & & & & & X & \\ & & & & & & & & & & & & X \\ & & & & & & & & & & & & & X \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.6 \\ PP2.7 \\ PP2.8 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

A secção da matriz de projeto correspondente ao primeiro nível de decomposição do sistema, patente na equação 5.3, denota a dependência entre o sistema de controlo de temperatura e o sistema de ventilação. Com a configuração de funcionamento explicada em 5.2 compete ao sistema de ventilação não só a introdução do caudal de ar novo necessário aos espaços, como a insuflação de um caudal de ar que remova a carga dos mesmos. Note-se que, ainda que não seja o que ocorre, se dimensionássemos o caudal de ar novo a insuflar em cada um dos espaços por forma a garantir a remoção total da carga em todos os espaços (e não priorizando o caudal de ar novo necessário em função de requisitos com a qualidade do ar) a expressão 5.3 tomaria a forma descrita pela equação 5.4. Nesta situação atingir com o RF 1.2 apenas seria possível se o caudal de ar insuflado necessário para remover a carga dos espaços fosse sempre maior que o caudal mínimo de ar novo necessário no espaço em termos de qualidade do ar.

$$\begin{bmatrix} RF1.1 \\ RF1.2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & X \\ & X \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP1.1 \\ PP1.2 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\begin{bmatrix} RF1.1 \\ RF1.2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & \\ X & X \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP1.1 \\ PP1.2 \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

Retomando à matriz de projeto enunciada pela equação 5.2 é possível aferir desde logo que no segundo nível de decomposição existem dez funções mas apenas oito parâmetros de projeto. Esta situação acontece uma vez que o caudal de insuflação da UTA nos diversos espaços não só é responsável pela remoção da carga térmica destes como pela introdução de ar novo em cada compartimento. Nos espaços 1 de N e x de N ainda que, ocorra redundância dado existirem dois parâmetros de projeto para a mesma função (remoção da carga térmica), nos restantes, 1 de M e y de M somente o caudal de ar insuflado pela UTA constitui no domínio físico a solução para esta função. Posto isto, é possível verificar que à luz da Teoria Axiomática de Projeto, pelo teorema nº 1 que o sistema ou é acoplado ou não se conseguem atingir a totalidade dos RF. Neste sentido ainda que exista um PP com influência em cada RF, note-se que o sistema é acoplado pela insuficiência de parâmetros de projeto. Acrescenta-se ainda que segundo o trabalho desenvolvido por Santos, 2010 o sistema descrito não cumpre com o teorema TSC 1 da AP ,por ele proposto, que define que em qualquer momento o sistema deve ser capaz de introduzir o caudal de ar novo necessário à instalação independentemente da carga interna a tratar (Cavique & Gonçalves-Coelho, 2009).

Repara-se que para os espaços 1 de N e x de N é possível atribui uma ordem aos parâmetros de projeto por forma a cumprir com independência dos RF, isto é: de forma a tornar independente as funções associadas à remoção da carga térmica das funções associadas ao ar novo. A equação 5.5 evidencia este facto para o compartimento 1 de N. Ao fixar um valor para PP2.1 (caudal de ar novo) e se ajustar PP2.2 (potência da bateria do VC) por forma a remover a carga térmica pretendida as funções RF2.1 e RF2.6 podem ser atingidas sem qualquer dependência.

$$\begin{aligned} RF2.1 &= XPP2.1 + XPP2.2 \\ RF2.6 &= XPP2.1 \end{aligned} \quad (5.5)$$

No entanto, o mesmo não acontece nos espaços do sistema que não possuem qualquer unidade terminal. Nesta situação, traduzida pela equação 5.6 para o espaço 1 de M, é possível observar que não existe qualquer ordem de atribuição que funcione por forma a tornar o sistema independente, dado que o mesmo parâmetro de projeto assegura o cumprimento de dois requisitos funcionais distintos. As funções associadas à remoção da carga térmica destes espaços com as funções associadas ao ar novo estão por isto acopladas. Como já foi referido, o sistema foi projetado para em todos os espaços se cumpra com o ar novo atingido-se os RF 2.6, 2.7, 2.8 e 2.9 à priori. Nos espaços 1 de N e x de N é possível resolver esta dependência pela redundância obtida com a instalação de VC. No entanto nos espaços 1 de M e y de M o caudal de insuflação apenas garante os requisitos associados à diluição da poluição pelo que, o caudal insuflado pode ser responsável por situações de arrefecimento excessivo ou necessidade de arrefecimento (numa situação de inverno).

$$\begin{aligned} RF2.3 &= XPP2.5 \\ RF2.8 &= XPP2.5 \end{aligned} \quad (5.6)$$

### 5.2.2 Situação típica de meia estação

A equação 5.7 ilustra a matriz de projeto para uma situação em que se considera que existem necessidades de aquecimento e arrefecimento em simultâneo nos diversos espaços de uma zona. Considera-se assim, que os espaços 1 de N e 1 de M (a laranja na figura 5.5) necessitam de ser arrefecidos enquanto que os espaços x de M e y de M (a azul na figura 5.5) precisam de ser aquecidos.

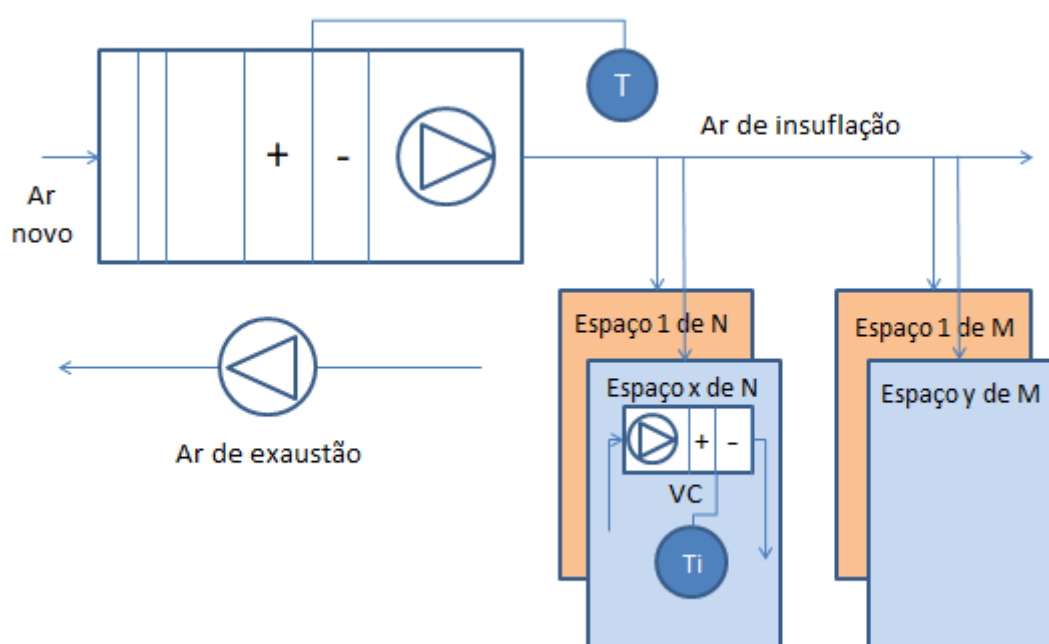


FIGURA 5.5: Configuração do sistema com UTAN considerando necessidades térmicas heterogéneas: a azul espaços com necessidades de aquecimento; a laranja espaços com necessidades de arrefecimento

A decomposição do sistema para esta situação é idêntica à anterior e evidenciada pelas figuras 5.3 e 5.4. Analogamente ao que acontece para a situação típica de arrefecimento exposta acima o sistema é a acoplado devido à insuficiência de parâmetros de projeto. No entanto, para esta situação o parâmetro de projeto, PP2.7: sistema de regulação da UTAN, influencia diretamente o sistema quando não existem necessidades térmicas homogéneas.

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.4 \\ RF2.5 \\ RF2.6 \\ RF2.7 \\ RF2.8 \\ RF2.9 \\ RF2.10 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & & & & & \\ & X & X & & & & & & & & & & \\ & & X & & & & & & & & & & \\ & & & X & X & & & & & X & & & \\ & & & & X & X & & & & X & & & \\ & & & & & & X & & & X & & & \\ & & & & & & & X & X & & & & \\ & & & & & & & & X & & & & \\ & & X & & & & & & & & & & \\ & & & X & & & & & & & & & \\ & & & & X & & & & & & & & \\ & & & & & X & & & & & & & \\ & & & & & & X & & & & & & \\ & & & & & & & X & & & & & \\ & & X & & X & & X & X & & X & & & \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.6 \\ PP2.7 \\ PP2.8 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Considere-se a situação dada pela equação 5.8 para os espaços 1 de N e 1 de M com necessidade de arrefecimento e para os espaços x de N e y de M com necessidade de aquecimento. Além dos acoplamentos referidos acima entre a carga térmica e o ar novo note-se que nesta situação é impossível ajustar o PP2.7 de forma a satisfazer as necessidades térmicas de todos os espaços. Garantindo uma temperatura de insuflação (PP2.7) mais baixa que a temperatura interior, por exemplo, atingir o RF2.2 apenas é possível pelo correto ajuste da potência da bateria de aquecimento do VC instalado nesse compartimento, neste caso PP2.4. Para os espaços 1 de M e y de M (espaços sem ventiloconvectores) já não sendo possível atingir a função associada a manter uma temperatura adequada devido aos acoplamentos entre o ar novo e o tratamento da carga térmica, insuflando a uma temperatura menor que a interior nos espaços do tipo y de M (com necessidades de aquecimento) em vez de acrescentar o sistema remove carga térmica, pelo que poderão ser criadas condições de desconforto térmico.

$$\begin{aligned} RF2.1(-) &= XPP2.1 + XPP2.2 + XPP2.7 \\ RF2.2(+) &= XPP2.3 + XPP2.4 + XPP2.7 \\ RF2.3(-) &= XPP2.5 + XPP2.7 \\ RF2.4(+) &= XPP2.6 + XPP2.7 \end{aligned} \quad (5.8)$$

### 5.3 Zona servida por UTA com recirculação

Nesta secção considera-se que o sistema funciona com uma UTA com recirculação de ar. A figura ilustra o esquema de funcionamento considerando, mais uma vez, dois tipos de espaços: com ventiloconvectores e sem qualquer unidade terminal.

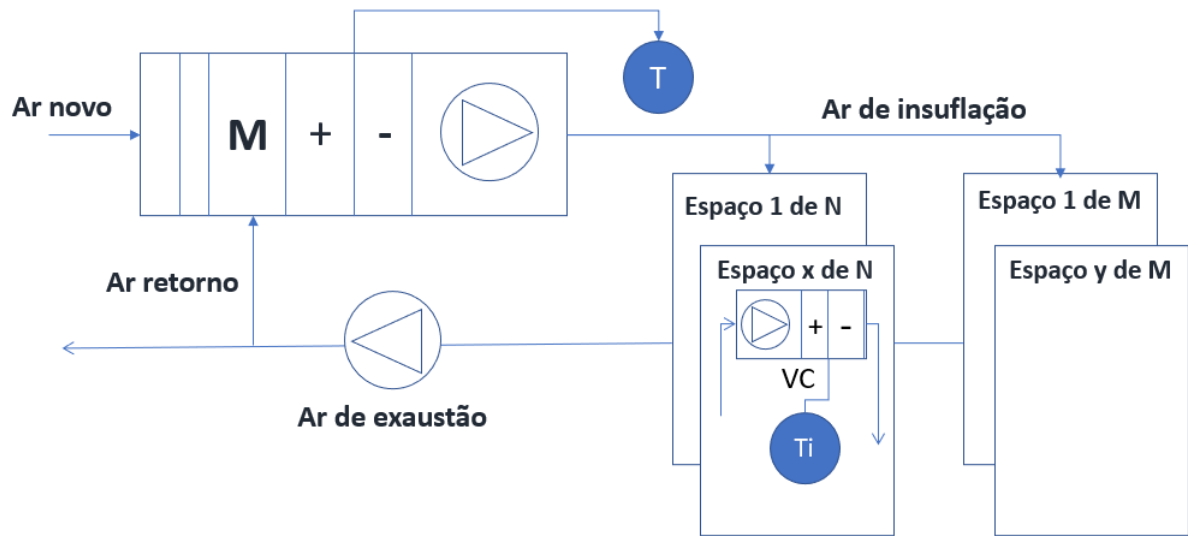


FIGURA 5.6: Configuração do sistema para uma UTA com recirculação de ar

Nesta situação, a UTA é também responsável por evoluir o ar para condições capazes de remover a carga do sistema, através do sensor em T. O ar é insuflado em cada um dos espaços e extraído por um ventilador de extração. Nesta configuração parte do ar retoma à UTA, designado na figura por ar de retorno, onde se mistura em M com o ar novo. A outra parte é expelida para o exterior do navio. Tanto o caudal de ar insuflado em cada um dos espaços, e por isso o caudal de funcionamento da UTA, bem como o caudal de retorno são mantidos constantes.

As figuras 5.7 e 5.8 traduzem a decomposição do sistema para esta configuração. Mais uma vez, o sistema de controlo de temperatura tem como funções filhas garantir a remoção da carga térmica de cada um dos compartimentos. Nos espaços que possuem ventiloconvectores este requisito funcional é atingido não só pela potência dos mesmos como pela introdução do caudal de insuflação definido para o espaço. Nos espaços sem ventiloconvetor a função é garantida somente pelo caudal de ar insuflado.

O sistema de ventilação tem como função introduzir o caudal de ar novo necessário ao espaço. A grande diferença entre a decomposição deste sistema com o que funciona com 100% de ar novo decorre da decomposição deste PP (sistema de ventilação). Aqui, uma vez que o caudal de ar a insuflar em cada espaço é na verdade uma mistura entre ar novo e ar de retorno, traduzido pela equação 5.9, considera-se como parâmetros de projeto associados às funções de entregar o caudal de ar novo necessário, somente a fração de caudal de ar,  $\%_{AN}$  a que corresponde ar novo, dada pelo caudal de insuflação da UTA, PP2.8 e pelo caudal de ar novo total, PP2.9 (ver equação 5.10) Este facto não acontece no sistema acima descrito dado que o ar insuflado em cada compartimento é na sua totalidade ar novo.

$$Q_{ins\ total} = Q_{AN\ total} + Q_{rec} \quad (5.9)$$

em que:

$Q_{ins total}$  :caudal de insuflação da UTA,  $\frac{m^3}{h}$

$Q_{AN total}$  :caudal de ar novo da UTA,  $\frac{m^3}{h}$

$Q_{rec}$  :caudal de ar recirculado na UTA,  $\frac{m^3}{h}$

$$\%_{AN} = \frac{Q_{AN total}}{Q_{ins total}} \quad (5.10)$$

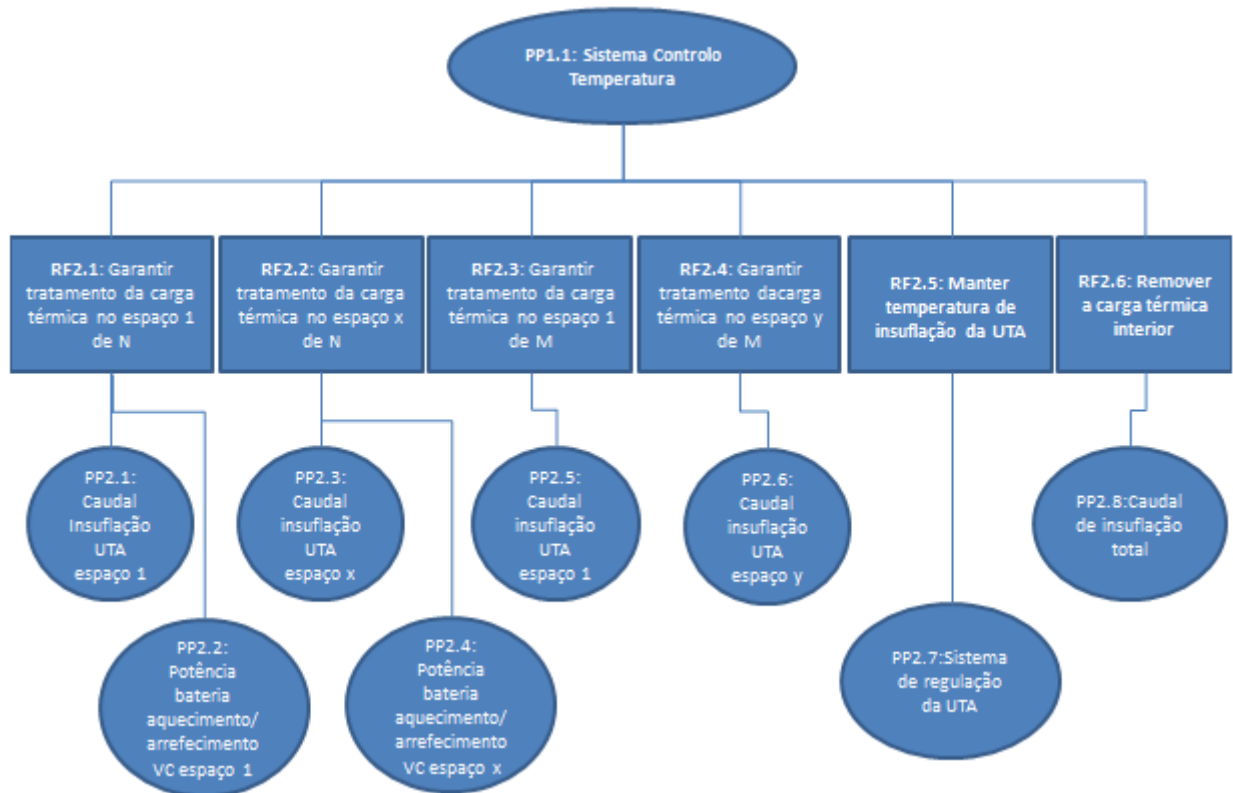


FIGURA 5.7: Decomposição PP1.1 para UTA com recirculação de ar

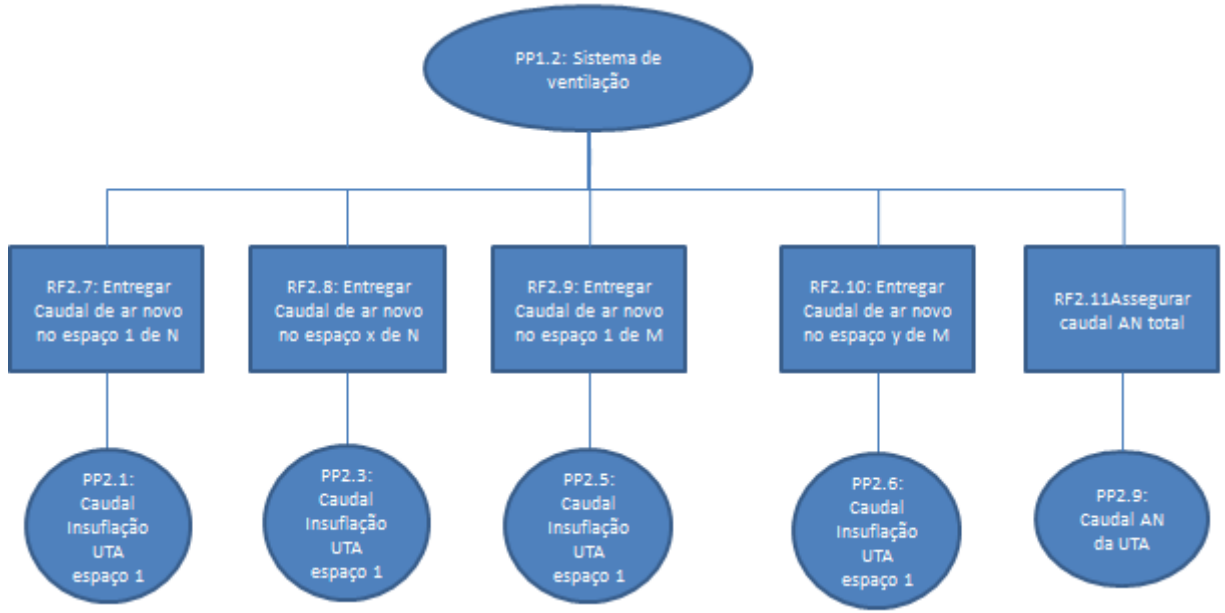


FIGURA 5.8: Decomposição PP1.2 para UTA com recirculação de ar

### 5.3.1 Situação típica de verão

A equação 5.11 mostra a matriz de projeto para o sistema considerado, numa situação em que todos os espaços possuem necessidades de arrefecimento. Mais uma vez o sistema corresponde a um projeto acoplado pela insuficiência de parâmetros de projeto. Este acoplamento traduz-se na impossibilidade de se atingirem de forma independente os requisitos funcionais relativos à qualidade do ar e os requisitos funcionais associados à remoção da carga térmica dos espaços.

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.4 \\ RF2.5 \\ RF2.6 \\ RF2.7 \\ RF2.8 \\ RF2.9 \\ RF2.10 \\ RF2.11 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & & & & & & \\ & X & X & & & & & & & & & & & \\ & & X & & & & & & & & & & & \\ & & & X & X & & & & & & & & & \\ & & & & & X & X & & & & & & & \\ & & & & & & & X & & & & & & \\ & & & & & & & & X & & & & & \\ & & & & & & & & & X & & & & \\ & & & & & & & & & & X & & & \\ & & & & & & & & & & & X & & \\ & & & & & & & & & & & & X & \\ & & & & & & & & & & & & & X \\ & & & & & & & & & & & & & & X \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.6 \\ PP2.7 \\ PP2.8 \\ PP2.9 \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Analisando o segundo nível de decomposição torna-se visível que, dimensionado o caudal de ar novo total PP2.9, e o caudal de insuflação total PP2.8, de forma

a remover uma carga térmica do sistema, a fração de ar novo fica definida. Posto isto, se dermos prioridade aos requisitos relativos ao ar novo, através da equação 5.12 é possível definir o caudal de insuflação em cada espaço de forma a cumprir com o caudal de ar novo pretendido para o mesmo atingindo assim os RF 2.7, 2.8, 2.9 e 2.10. Por outro lado, ao definir o caudal de insuflação em função do ar novo, torna-se impossível atingir um caudal de insuflação que garanta a remoção da carga térmica pretendida, pelo que, nos espaços sem ventiloconvectores não se atingem os RF 2.3 e 2.4. Esta situação pode levar a que o caudal de insuflação nestes espaços seja responsável por situações de arrefecimento excessivo, quando o caudal de insuflação é maior do que aquele necessário para remover a carga térmica (isto numa situação de verão), ou em situações que o caudal de insuflação, por si, não garante a remoção do calor do espaço, levando a necessidades de arrefecimento suplementar.

$$Q_{AN} = \frac{Q_{AN\ total}}{Q_{ins\ total}} \times Q_{ins} \quad (5.12)$$

## 5.4 Uma solução do ponto de vista axiomático

Nesta secção surgem duas soluções para o sistema dos NPO, considerando, mais uma vez, os requisitos funcionais relacionados com a qualidade do ar e temperatura.

### 5.4.1 1ª solução

Do ponto de vista axiomática, depois do exposto acima, pelo teorema nº2 da teoria (desacoplar um projeto acoplado), quando um sistema é acoplado devido ao maior número de requisitos funcionais do que parâmetros de projeto pode ser desacoplado através da adição de novos parâmetros de projeto de forma a se igualarem o número destes com o números dos requisitos funcionais Suh (1990). Posto isto a primeira alteração ao sistema seria considerar como novos parâmetros de projeto a instalação de ventiloconvectores em todos os espaços. A figura 5.9 e 5.10 ilustram a nova decomposição do sistema considerando estas alterações (note-se que nesta nova configuração apenas é necessário considerar dois espaços: 1 de M e x de M)



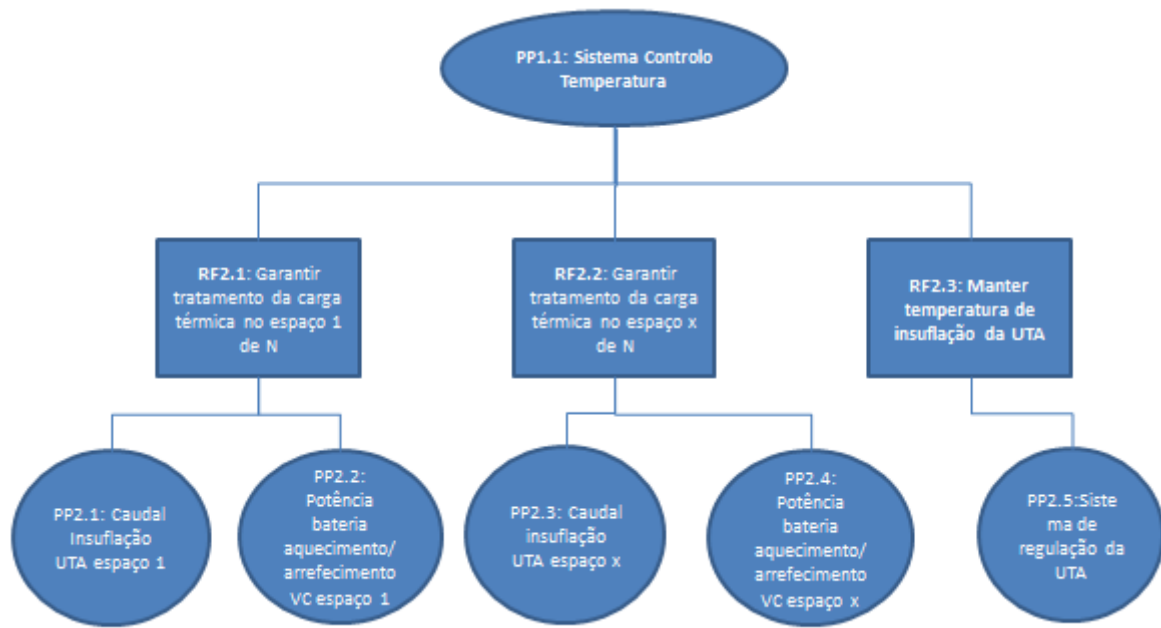


FIGURA 5.9: Nova decomposição do sistema de controlo de temperatura

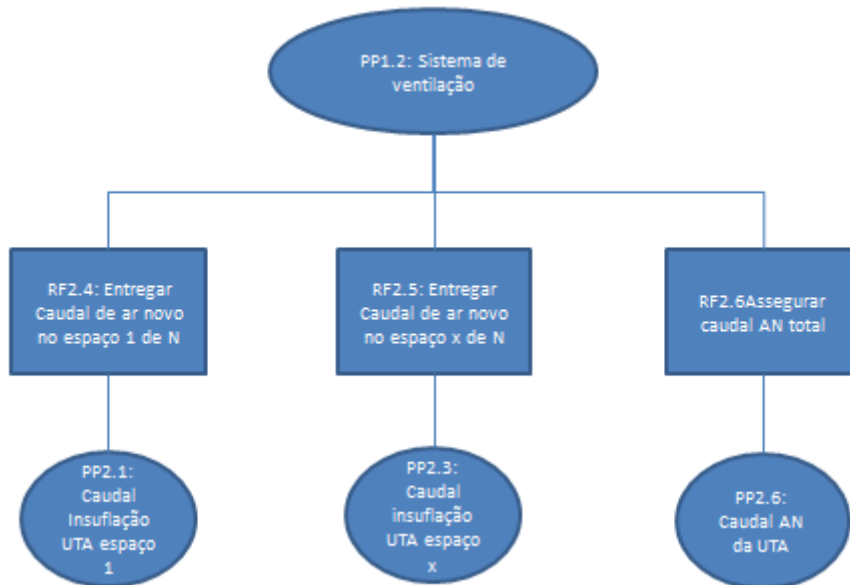


FIGURA 5.10: Nova decomposição do sistema de ventilação

A equação 5.13 traduz a nova matriz de projeto para uma situação típica de verão. É agora evidente que no segundo nível de decomposição existem tantas funções como parâmetros de projeto, cumprindo-se com o teorema 4 da axiomática de projeto (projeto ideal). Após um arranjo da matriz, através de trocas de linhas e colunas, e representada agora em 5.14, torna-se patente que o sistema é desacoplável uma vez que é possível dimensionar, segundo uma ordem específica, os PP por forma

a cumprir com independência todos os requisitos funcionais. Atribuindo um valor aos PP 2.4 e 2.5 de forma a cumprir com os caudais de ar novo adequados a cada espaço e dimensionado os PP 2.2 e 2.4 (potência dos ventiloconvectores) é possível tornar independente a remoção da carga térmica do ar novo a insuflar.

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.4 \\ RF2.5 \\ RF2.6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & \\ & X & X & & & & & & \\ & & X & & & & & & \\ & & & X & X & & & & \\ & & & & X & X & & & \\ & & & & & & X & & \\ & & X & & & & & & \\ & & & X & & & & & \\ & & & & X & & & & \\ & & X & X & & & X & & \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.6 \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.2 \\ RF1.1 \\ RF2.4 \\ RF2.1 \\ RF2.5 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & \\ & X & & & & & & & \\ & & X & X & & & & & \\ & & & X & & & & & \\ & & & X & X & & & & \\ & & & & X & & & & \\ & & & & X & X & & & \\ & & & & & & X & & \\ & & X & X & & & & X & \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.2 \\ PP1.1 \\ PP2.4 \\ PP2.1 \\ PP2.5 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.6 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Não obstante, ao considerarmos mais uma vez uma situação típica de meia estação em que existem compartimentos com necessidades díspares a matriz de projeto toma a forma representada pela equação 5.15. Mais uma vez nesta situação não existe uma temperatura de insuflação que garanta o tratamento térmico de todos os espaços como explicado na secção anterior, pelo que, o PP2.5 influencia os RF 2.1 e 2.2. Mesmo nesta situação e considerando sempre que os VC são a quatro tubos o sistema é desacoplável. A equação 5.16 mostra o novo arranjo da matriz de projeto a que corresponde um projeto desacoplado.

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.4 \\ RF2.5 \\ RF2.6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & \\ & X & X & & & & & & \\ & & X & & & & & & \\ & & & X & X & & & X & \\ & & & & X & X & X & & \\ & & & & & & X & & \\ & & X & & & & & & \\ & & & X & & & & & \\ & & X & X & & & X & & \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.6 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.6 \\ RF2.4 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & \\ & X & X & & & & & & \\ & & X & & & & & & \\ & & & X & X & X & & & \\ & & & & X & X & X & & \\ & & & & & X & & & \\ & & & & & & X & X & X \\ & & & & & & & X & \\ & & & & & & & & X \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.2 \\ PP2.6 \\ PP2.1 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.3 \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

### 5.4.2 2ª solução

Outra solução por forma a tornar a matriz de projeto mais próxima de um projeto desacoplado, passa por repartir a eliminação da carga térmica pela água e pelo ar, isto é: tratar localmente da carga térmica de cada espaço através dos ventiloconvectores e remover ou fornecer energia ao ar novo de forma a colocá-lo próximo das condições interiores, designado muitas vezes por «ar neutro». (Luis Roriz) Considera-se também que todos os espaços são servidos por um ventiloconvector a quatro tubos.

Nesta configuração considera-se como requisito funcional garantir o tratamento da carga do ar novo na UTA de forma a insuflar o ar nas condições psicrométricas médias do interior. Posto isto, deixam-se de se considerar como parâmetros de projeto associados às funções de remoção de carga térmica o caudal de ar insuflado em cada espaço. Nesta configuração o caudal de insuflação em cada espaço aparece apenas como solução às funções associadas ao ar novo. As figuras 5.11 e 5.12 ilustram a decomposição do sistema com estas considerações.

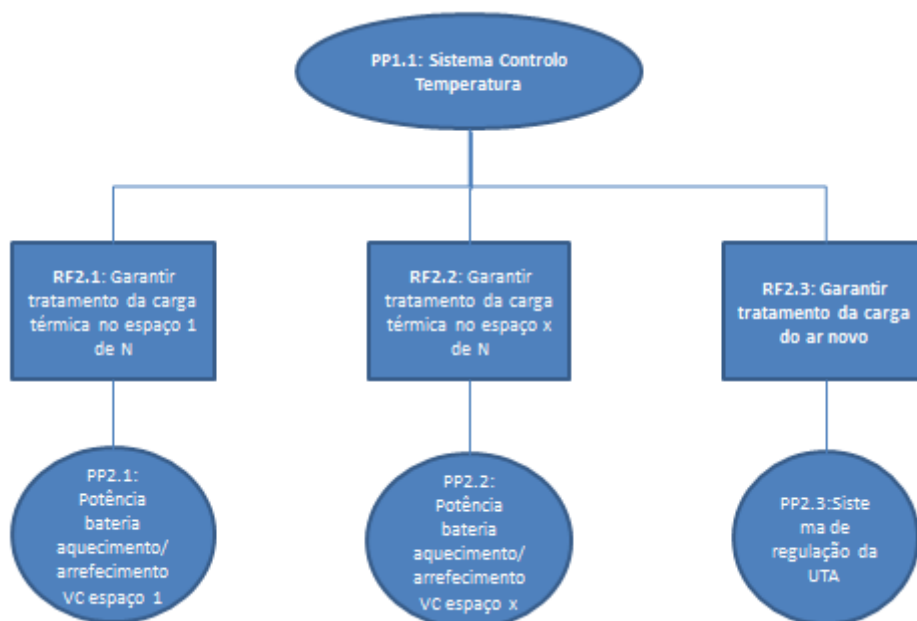


FIGURA 5.11: Decomposição do sistema de controlo de temperatura considerando as novas alterações

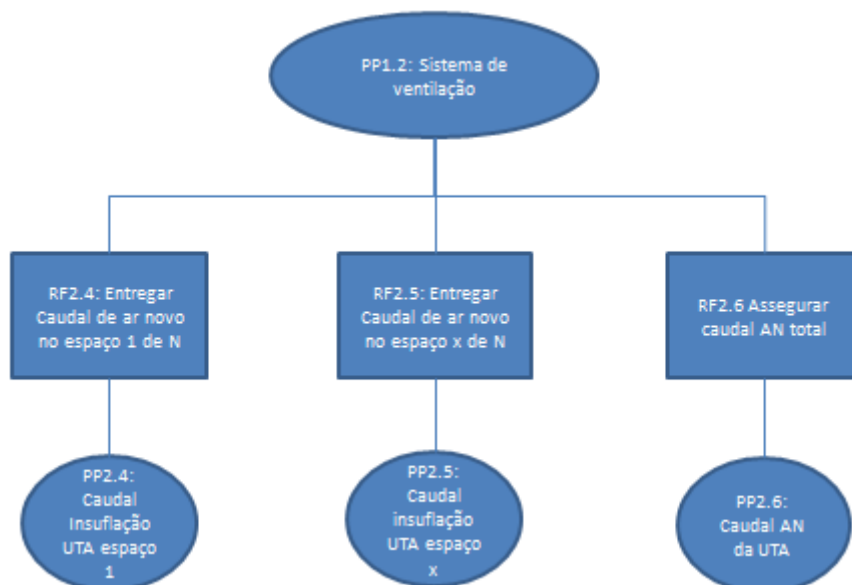


FIGURA 5.12: Decomposição do sistema de ventilação considerando as novas alterações

Nesta situação (equação 5.17), à exceção do RF2.6. todas as funções são independentes. A dependência deste RF resulta de uma imposição física, uma vez que apenas é possível dimensional o caudal de insuflação da UTA, depois de se definir o caudal de ar novo de cada espaço. Considerando também, à semelhança do

que acontece acima, que todos os ventiloconvectores são a quatro tubos é possível cumprir com o conforto térmico em todos os espaços mesmo em situações em que nalguns espaços haja necessidade de aquecimento e noutros de arrefecimento. Esta situação é muito conhecida no mundo AVAC, e é denominada como sistema com ar novo dedicado, que nesta configuração utiliza ventiloconvectores, ainda que, outras aplicações utilizem unidades de indução e tetos arrefecidos como unidades terminais (sendo que estes últimos não são projetados para funcionar em modo de aquecimento).

$$\begin{bmatrix} RF0 \\ RF1.1 \\ RF1.2 \\ RF2.1 \\ RF2.2 \\ RF2.3 \\ RF2.4 \\ RF2.5 \\ RF2.6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & & & & & & & & \\ & X & & & & & & & \\ & & X & & & & & & \\ & & & X & & & & & \\ & & & & X & & & & \\ & & & & & X & & & \\ & & & & & & X & & \\ & & & & & & & X & \\ & & & & & & & & X \\ & & & & & & & & & X \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} PP0 \\ PP1.1 \\ PP1.2 \\ PP2.1 \\ PP2.2 \\ PP2.3 \\ PP2.4 \\ PP2.5 \\ PP2.6 \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

## 5.5 Axioma da informação

Com a abordagem do segundo axioma pretende-se seguir com a lógica da aplicação axiomática descrita na secção 2.3. Nas secções anteriores após a análise ao sistema utilizado a bordo dos NPO conclui-se que as várias configurações do sistema correspondiam a projetos acoplados e, tendo por base os teoremas da teoria chegaram-se a vários projetos que do ponto de vista axiomático são desacoplados. Neste sentido, pela topologia das situações encontradas, ainda que à partida não se conheça o conteúdo de informação de qualquer um dos projetos considerados (tanto o que se encontra instalado com os encontrados) por imposição do axioma da informação e do axioma nº 7 deve-se escolher o projeto que seja desacoplado, ou se não for possível, o desacoplável que possuir menos informação. Posto isto, e na sequência do próprio raciocínio descrito na figura 5.1 abordar-se-á o conteúdo de informação dos projetos como solução ao sistema inicial.

### 5.5.1 Informação do projeto: 1ª solução

Para estimar a informação deste sistema recorre-se à situação que evidencia mais dependências, nomeadamente a situação típica de meia estação e descrita em 5.41. Recordando, nesta situação quando existem necessidades térmicas heterogêneas nos espaços, isto é: espaços que necessitam de ser arrefecidos enquanto que outros precisam de ser aquecidos, não existe uma temperatura de insuflação à saída da UTA que seja adequável a tratar a carga térmica de todos espaços. Compete desta forma aos ventiloconvectores assegurar o tratamento térmico de cada espaço.

Neste sistema todos os requisitos funcionais relacionados com o ar novo são atingidos, e ainda que se possa considerar pela instalação de VC em todos

os compartimentos que os requisitos funcionais relacionados com a carga térmica também são atingidos, ao que corresponderia um conteúdo de informação nulo, a tolerância dos próprios VC poderá, em alguns momentos, não ir ao encontro com a gama do projeto, isto porque irão ocorrer momentos em que o VC não só é responsável por remover ou acrescentar a carga do espaço, mas também do ar novo. Nestas situações a informação não será nula.

### 5.5.2 Informação do projeto: 2ª solução

Com este projeto, não há necessidade de se considerar uma situação de meia estação, dado que o ar é insuflado próximo das condições interiores. Pela matriz de projeto apresentada em 5.4.2 é possível perceber que todas as funções são independentes pelo que cumpre-se com o ar novo e com o tratamento da carga. Nesta situação cada VC é apenas responsável por tratar da carga do espaço, pelo que, pode considerar-se que a informação deste projeto é nula.

Ainda que a avaliação da informação de cada projeto seja realizada conceitualmente, em virtude de não se determinar a gama do sistema, é possível concluir que o sistema que deve ser instalado a bordo nos NPO é um sistema com ar novo dedicado com VCs.

# Capítulo 6

## Discussão de resultados

O sistema instalado a bordo dos navios da classe Viana do Castelo através das configurações utilizadas, isto é, recorrendo a unidades de tratamento apenas com ar novo e UTAs com recirculação cumpre com os requisitos funcionais relacionados com a qualidade do ar interior, considerando como critério de qualidade o caudal de ar novo em cada compartimento. Relativamente ao conforto térmico, após a utilização da axiomática de projeto, torna-se patente que o tratamento de carga térmica em cada compartimento está dependente do caudal de ar insuflado, podendo este requisito funcional não ser atingido nos espaços que não utilizam ventiloconvectores para um tratamento local do ar.

Relativamente aos diferentes projetos propostos, a primeira solução apresentada, em que a UTA continua a tratar a carga térmica do ar novo e do sistema, ainda que evidencie dependência entre o caudal de ar novo e a carga térmica, com a instalação de VC com uma configuração a quatro tubos em todos os compartimentos é possível atingir os requisitos funcionais apresentados. Ainda assim, depois do exposto no capítulo anterior, este sistema concetualmente pode apresentar maior complexidade comparativamente com um sistema com ar novo dedicado, nomeadamente em situações de meia estação.

O último projeto proposto (sistema com ar novo dedicado) corresponde a um projeto desacoplável, em que a única dependência resulta da imposição física resultante do dimensionamento do caudal de ar novo da UTA. Neste sistema tanto o requisito funcional do conforto como da qualidade do ar são atingidos de forma independente.

Noutro sentido, optar pela instalação de um sistema com ar novo dedicado terá algumas implicações, nomeadamente o custo acrescido para a instalação de ventiloconvectores em todos os espaços, como o aumento da abrangência das redes de distribuição de água pelo navio (que passarão a ter ramificações a todos os compartimentos). Por outro lado, tornando independente a remoção da carga térmica do ar novo, do ponto de vista da arquitetura naval tem como vantagem a redução do dimensionamento de condutas uma vez que o caudal de funcionamento do sistema pode ser projetado somente em função do caudal mínimo de ar novo.

Note-se também, que no concebimento de qualquer projeto à luz da teoria axiomática, deve-se tentar minimizar os requisitos funcionais e constrangimentos do projeto, pelo que, não se considerou neste trabalho, requisitos relacionados com o

consumo energético. Naturalmente, parte do projeto de dimensionamento do caudal de água refrigerada, quente, assim como a potência de cada UTA e por sua vez dos chillers terão de ser repensados. Ainda assim, a escolha por um sistema com ar novo dedicado, comparativamente ao atualmente instalado a bordo, pode não se traduzir num aumento energético e dimensional dos diversos equipamentos utilizados para a produção de frio e calor e distribuição dos fluidos térmicos utilizados.

Sob outro ponto de vista, durante o período de elaboração deste trabalho, e em virtude do surgimento da pandemia da COVID-19, muitos navios de cruzeiro foram obrigados a fazer quarentena por forma a evitar a propagação do vírus em terra. No interior das unidades navais, o sistema de climatização tem um papel de relevo neste assunto dado o potencial do vírus ser distribuído ou aerotransportado pelo sistema de ventilação instalado. Neste sentido, tanto a Direção Geral de Saúde, como a Ordem dos Engenheiros alertam para se evitar a recirculação de ar nas unidades de tratamento de ar, chegando mesmo a recomendar o fecho dos registos da secção de mistura mesmo que se percam capacidades de arrefecimento ou aquecimento (Direção Geral de Saúde, 2020). Outra recomendação de ambas as instituições consiste na abertura de portas e janelas de forma a aumentar a entrada de ar novo, mesmo em sistemas com ventilação mecânica (Rehva, 2020). Quanto a este último ponto, devido às características destes navios, tanto a abertura de janelas quanto de portas não é possível, na maioria das condições gerais de navegação<sup>34</sup>, dadas as implicações para a estanquidade da plataforma. Neste sentido, um sistema com ar novo dedicado garante, não só, a diluição e remoção dos poluentes interiores, como permite que se cumpram com os requisitos do conforto térmico e da qualidade do ar interior.

Por fim, poderá existir o problema do excessivo caudal de condensados que se acumula nas baterias de arrefecimento de cada ventiloconvetor, e, devido ao movimento do próprio navio, poderá não ficar retido na bandeja de condensados. Este caso é um exemplo de um requisito funcional de menor ordem associada ao parâmetro de projeto «ventiloconvetor». Ainda assim a função: «impedir infiltração do caudal de condensados do VC no interior» tem soluções. Uma das soluções a este problema pode passar por insuflar o ar mais seco que o interior por forma a remover a carga latente de cada espaço (TRANE, 2017). Note-se que esta consideração levaria a que a UTA fosse capaz de remover a carga latente do sistema, (TRANE, 2020) pelo que, ao considerar como requisito o controlo humidade em cada espaço, ocorreriam dependências entre o ar novo a insuflar devido aos requisitos da qualidade do ar e o necessário para remover a carga latente do espaço. Outra solução passa por se efetuar um projeto de um tabuleiro de condensados capaz de reter a água independentemente dos movimentos de adorno do navio. Nesta última situação considera-se por isso que o VC também remove a carga latente do espaço.

---

<sup>34</sup>Designam-se Condições de Navegação, o conjunto de medidas adotadas pelo navio e relativas à sua estanquidade e aprontamento de equipamentos de emergência, dependendo do tipo de navegação



# Capítulo 7

## Conclusão

O sistema de climatização utilizado a bordo dos navios da classe Viana do Castelo recorre numas zonas a unidades de tratamento de ar que funcionam com 100% de ar novo, enquanto que outras utilizam UTA que funcionam com recirculação de ar. Em cada zona, independentemente da tipologia de funcionamento das UTA encontram-se instalados, somente nalguns espaços, ventiloconvectores como unidades terminais por forma a assegurarem um tratamento suplementar da carga térmica dos espaços.

Numa primeira análise ao sistema foi possível verificar que nos espaços sem qualquer unidade terminal, a remoção ou acréscimo de carga interna poderia não ser atingida somente pelo caudal de ar insuflado e tratado na UTA. Foi também do decorrer desta análise que se aferiu que o sistema priorizava a insuflação de um caudal de ar novo junto dos compartimentos com o intuito de se atingirem os critérios definidos para taxas ventilação.

Com o estudo do conforto térmico foi possível perceber que em algumas zonas, pelos características dos compartimentos que englobavam, em função do metabolismo para as atividades realizadas as condições térmicas ideais poderiam ser díspares em relação a outras zonas. Outra observação relevante foi o valor encontrado para o isolamento do conjunto do uniforme de embarque utilizado pelos militares embarcados em unidades navais, a que corresponde um valor tipicamente de uma vestimenta de inverno e que é utilizada pelo pessoal embarcado todo o ano. Esta consideração influencia as condições térmicas ideais e calculas por aplicação do modelo de Fanger; traduz-se num abaixamento da temperatura a que os sistema deve funcionar por forma a se atingirem percentagem de pessoas insatisfeitas inferiores a 10%.

Neste trabalho consideraram-se como requisitos funcionais o tratamento sensível da carga dos espaços associado ao conforto térmico e a introdução do correto caudal de ar novo associado à qualidade do ar interior.

Com a aplicação do primeiro axioma da Axiomática de Projeto foi possível concluir que tanto nas zonas com UTA a funcionar apenas com ar novo, como nas zonas que utilizavam recirculação, os sistemas correspondiam a projetos acoplados, na medida em que atingir o requisito funcional do conforto térmico, considerando apenas o tratamento sensível da carga dos espaços, não era possível em todos os

espaços. O projeto instalado viola inclusive alguns teoremas da teoria utilizada neste trabalho.

Com o intuito de seguir um raciocínio axiomático e através dos teoremas da AP foi possível desacoplar o sistema pela adição de novos parâmetros de projeto. A solução obtida corresponde a um projeto desacoplado, no qual é possível atingir todos os RF, se seguirmos com uma ordem específica de dimensionamento de cada PP. Nesta solução a UTA continua a tratar da carga do sistema e os VC são responsáveis por efetuar um tratamento suplementar em cada espaço.

Foi ainda proposta uma última solução a que corresponde um projeto desacoplado, comumente denominado por sistema com ar novo dedicado, que neste caso utilizaria ventiloconvectores como unidades terminais. Este projeto apenas possui uma dependência resultante de uma imposição física.

Por forma a seleccionar o melhor projeto, aplicou-se o segundo teorema da teoria, ainda que de uma forma concetual. Foi possível perceber que o sistema que continha menos informação deverá ser o sistema com ar novo dedicado, que neste trabalho se denomina por «ar neutro» e que se considera, por ser o melhor projeto, aquele que deveria ser instalado nesta classe de navios.

# Bibliografia

- APA. (2020). qualar.apa. Obtido 21 julho 2020, de <https://qualar.apambiente.pt/indices>
- ASHRAE. (2000). *ASHRAE Systems and Equipment Handbook (SI)*. ASHRAE.
- ASHRAE. (2010). *ANSI/ASHRAE Standard 55-2010 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy* (rel. téc.). [https://doi.org/10.1007/0-387-26336-5\\_1680](https://doi.org/10.1007/0-387-26336-5_1680)
- ASHRAE. (2013a). *ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2013: for Acceptable Ventilation Indoor Air Quality* (rel. téc.).
- ASHRAE. (2013b). *ASHRAE Handbook Fundamentals*.
- Cavique, M. & Gonçalves-Coelho, A. M. (2009). Axiomatic design and HVAC systems: An efficient design decision-making criterion. *Energy and Buildings*, 41(2), 146–153. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.08.002>
- Clancy, E. (2018). Indoor Air Quality and Ventilation. *CIBSE Knowledge Series: KS17 Author*, 241–258. <https://doi.org/10.1201/9781315172026-20>
- Direção Geral de Saúde. (2020). *Orientações sobre Climatização dos espaços e Método de pagamento* (rel. téc.). Direção Geral de Saúde. <https://www.edp.pt/corporate/servicos/otimizacao-avac-edificios-publicos/>
- EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION. (2005). *Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria (ISO 7730:2005)* (rel. téc.).
- Gheji, S., Kamble, K. S., Gavde, A. A. & Mane, S. (2016). Basic Classification of HVAC Systems for Selection Guide. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology (An ISO Certified Organization)*, 5(4), 6077–6086. <https://doi.org/10.15680/IJIRSET.2016.0504242>
- [https://www.marinha.pt/pt/os\\_meios/patrolhasoceanicos/Paginas/nrp-viana-do-castelo.aspx](https://www.marinha.pt/pt/os_meios/patrolhasoceanicos/Paginas/nrp-viana-do-castelo.aspx). (2020). Obtido 13 julho 2020, de [https://www.marinha.pt/pt/os%7B%5C\\_%7Dmeios/patrolhasoceanicos/Paginas/nrp-viana-do-castelo.aspx](https://www.marinha.pt/pt/os%7B%5C_%7Dmeios/patrolhasoceanicos/Paginas/nrp-viana-do-castelo.aspx)
- Kulak, O., Cebi, S. & Kahraman, C. (2010). Applications of axiomatic design principles: A literature review. *Expert Systems with Applications*, 37(9), 6705–6717. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2010.03.061>
- MIT. (2020). Obtido 7 julho 2020, de <https://professional.mit.edu/programs/faculty-profiles/nam-pyo-suh>
- Park, G.-j. (2004). Calculation of information content in axiomatic design. *The Third International Conference on Axiomatic Design*, 1–6.
- Rauch, E., Matt, D. T. & Dallasega, P. (2016). Application of Axiomatic Design in Manufacturing System Design: A Literature Review. *Procedia CIRP*, 53(December), 1–7. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.04.207>

- Rehva, O. d. E. (2020). Como operar e usar os sistemas técnicos de edifícios para prevenir a propagação do vírus SARS-CoV-2 , responsável pela COVID-19 , em locais de trabalho ( versão 3 de abril , 2020 ) Enquadramento nacional Aviso importante : Vias de transmissão, 2020, 1–7. [https://www.ordemengenheiros.pt/fotos/editor2/rehva%7B%5C\\_%7Doe%7B%5C\\_%7Dorientacoes%7B%5C\\_%7Drehva%7B%5C\\_%7Dcovid%7B%5C\\_%7D19%7B%5C\\_%7Dvers2%7B%5C\\_%7D20200403.pdf](https://www.ordemengenheiros.pt/fotos/editor2/rehva%7B%5C_%7Doe%7B%5C_%7Dorientacoes%7B%5C_%7Drehva%7B%5C_%7Dcovid%7B%5C_%7D19%7B%5C_%7Dvers2%7B%5C_%7D20200403.pdf)
- Roriz, L. (2007). *Climatização Conceção, Instalação E Condução de Sistemas* (2<sup>a</sup> edição). Orion.
- Santos, C. (2010). *UMA ABORDAGEM AXIOMÁTICA AO PROJECTO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO* (tese de doutoramento). Universidade Nova de Lisboa, Faculdade de Ciências e Tecnologia. A.
- Seyam, S. (2018). Types of HVAC Systems. *HVAC System*. <https://doi.org/10.5772/intechopen.78942>
- Suh. (1990). *Principles of design*. New York, Oxford University Press Inc.
- Suh. (2001). *Axiomatic Design : Advances and Applications*. New York, Oxford University Press Inc.
- TRANE. (2017). Dedicated Outdoor Air System with Sensible-Cooling Terminal Units. *Engineers Newsletter*.
- TRANE. (2020). Impact of DOAS Supply-Air Dew Point Temperature on Space Humidity, 49.
- Vieira, H. (2017). Desenvolvimento de um sistema de lançamento e recolha dos AUVs SEACon através dos submarinos da classe TRIDENTE.

## Apêndice A - Código MATLAB- Cálculo de índices VMP (*calculopmv.m*)

```

clear all
clc
%introdução de variáveis fisiológicas e ambientais
I=input('Isolamento da roupa, clo: ');
I=I*0.155;
M=input('Metabolismo, met: ');
M=M*58.15;
W=input('Trabalho, W, met: ');
W=W*58.15;
ta=input('temperatura do ar, °C: ');
tr=input('temperatura média radiante, °C: ');
h=input('humidade relativa do ar, %: ');
v=input('velocidade do ar, m/s: ');
%calcula da pressão parcial de vapor no ar ambiente
h1=h/100;
ps=10^5*exp(14.2928-(5291/(ta+273)));
pa=h1*ps;
%calcula do fator de area de superfície
if I<=0.078;
    fcl=1+1.29*I;
else I>0.078;
    fcl=1.05+0.645*I;
end
%primeira aproximação para o valor do coeficiente de convvecção hc
hc=12.1*sqrt(v);
%calcula pelo metodo da bissecção do valor da temperatura da roupa tcl
f=@(M,I,W,ta,tcl,tr,fcl,hc)35.7-0.028*(M-W)-I*((3.96*10^(-8))*fcl*((tcl+273)^4)-
((tr+273)^4))+fcl*hc*(tcl-ta))-tcl;
tcl_min=10;
tcl_max=40;
tcl_med=(tcl_min+tcl_max)/2;
while abs(f(M,I,W,ta,tcl_med,tr,fcl,hc))>0.01;
    if (f(M,I,W,ta,tcl_med,tr,fcl,hc))*(f(M,I,W,ta,tcl_max,tr,fcl,hc))<0;
        tcl_min=tcl_med;
    else
        tcl_max=tcl_med;
    end
    tcl_med=(tcl_max+tcl_min)/2;
end
tcl=tcl_med
%calcula de novo coeficiente de convecção
if 2.38*(abs(tcl-ta))^0.25>12.1*sqrt(v);
    hc=2.38*(abs(tcl-ta))^0.25;
else 2.38*(abs(tcl-ta))^0.25>=12.1*sqrt(v);
    hc=12.1*sqrt(v);
end
%Calcula das perdas de calor pelos varios mecanismos de rejeição de calor
%perdas de calor por covecção pela pele
C=fcl*hc*(tcl-ta);
%perdas de calor por radiação pela pele
R=3.96*10^-8*fcl*((tcl+273)^4-(tr+273)^4);
%perdas de calor por transpiração
Ersw=0.42*((M-W)-58.15);
%perdas de calor por difusão
Edif=3.05*10^-3*(5733-6.99*(M-W)-pa);
%perdas de calor latete pela respiração
Cres=0.0014*M*(34-ta);
%perdas de calor sensível pela respiração
Eres=1.7*10^-5*M*(5867-pa);
%Calcula PMV

```

```
PMV=(0.303*exp(-0.036*M)+0.028)*((M-W)-(C+R+Ers+Edif+Cres+Eres))
%Calculo PPD
PPD=100-95*exp(-0.03353*(PMV^4)-0.2179*(PMV^2))

%gráfico PPD(PMV)
x=[-3:0.1:3];
y=100-95*exp(-0.03353*(x.^4)-0.2179*(x.^2));
plot(x,y)
hold on
plot(PMV,PPD,'r*');
xlabel('VMP');
ylabel('PPI(%)');
grid on;
```





## Apêndice B - Código MATLAB- Cálculo de temperatura de conforto (*pmv0temperatura.m*)

```

1 clear all
2 clc
3 %introdução de variáveis
4 I=input('Isolamento da roupa, clo: ');
5 I=I*0.155;
6 M=input('Metabolismo, met: ');
7 M=M*58.15;
8 W=input('Trabalho, W, met: ');
9 W=W*58.15;
10 v=input('velocidade do ar, m/s: ');
11 %calcula o fator de area de superfície
12 if I<=0.078;
13     fcl=1+1.29*I;
14 else I>0.078;
15     fcl=1.05+0.645*I;
16 end
17 %aproximação para o valor do coeficiente de convecção hc
18 hc=12.1*sqrt(v);
19 %resolução de sistema não linear para o calculo da temperatura ambiente ta a que
20 %corresponde PMV=0 para primeira aproximação de hc
21 f=@(x)[x(1)-x(2);0.5*((10^5)*exp(14.2928-(5291/(x(2)+273))))-x(3);35.7-0.028*(M-W)-I*(
22 fsolve(f, [23 28 1300 27]);
23 trl=ans(1);
24 tal=ans(2);
25 pal=ans(3);
26 tc11=ans(4);
27 %calcula de novo coeficiente de convecção
28 if 2.38*(abs(tc11-tal))^0.25>12.1*sqrt(v);
29     hc=2.38*(abs(tc11-tal))^0.25;
30 else 2.38*(abs(tc11-tal))^0.25>=12.1*sqrt(v);
31     hc=12.1*sqrt(v);
32 end
33 for i=1:121;
34 k(i)=-3+0.05*(i-1);
35 f=@(x)[x(1)-x(2);0.5*((10^5)*exp(14.2928-(5291/(x(2)+273))))-x(3);35.7-0.028*(M-W)-I*(
36 fsolve(f, [23 28 1300 27]);
37 ta(i)=ans(2);
38 end
39 PPI=100-95*exp(-0.03353*(k.^4)-0.2179*(k.^2));
40 PPS=100-PPI;
41 plot(ta,PPS)
42 hold on
43 %plot(ta(61),PPI(61),'r*');
44 %plot(ta(51),PPI(51),'r*');
45 %plot(ta(71),PPI(71),'r*');
46 plot(ta(51:71),PPS(51:71),'Color','r');
47 %i1=ta(51);
48 %i2=ta(71);
49 %i3=ta(61);
50 %xlabel('temperatura ambiente');
51 % ylabel('PPI(%));
52 % title('PPI em função da temperatura ambiente');
53 % grid on;
54

```

## Anexo I - Novenco Technical Calculations

## Calculation of Design Heating and Cooling in Ships Accommodation Spaces

### General Project Data

Init. : jdn  
Date : 29-september-2015  
Rev. : a

Project Name Ocean Patrol Vessel  
Ship Yard WestSEA  
Hull No. C008/009  
Order/Quotation No. 31351/31352

### Design Conditions, Outdoor

Summer		Winter	
Temperature	Relative Humidity	Temperature	Relative Humidity
[°C]	[%]	[°C]	[%]
38	70	-2	90

### Design Conditions, Indoor

System	Summer		Winter	
	Temperature	Relative Humidity	Temperature	Relative Humidity
	[°C]	[%]	[°C]	[%]
Accommodation	25	50	20	35
AC-3-1	25	50	20	35
AC-1-1	25	50	20	35
AC-2-1	25	50	20	35
AC-2-2	25	50	20	35
AC-4-1	25	50	20	35
AC-4.2	25	50	20	35
AC-2.3	25	50	20	35
FC-4.5	25	50	20	35
FC-4.4	25	50	20	35
FC-1.2	25	50	20	35
S-4.3	25	50	20	35
FC-1.4	25	50	20	35

The calculations method complies with: ISO 7547 and 8864

Physical Properties: Barometric Pressure 101325 Pa

Density of air 1.2 kg/m³



Cooling Load Calculations, Summary

System: AC-1.1

Specified Values										Calculated Values						
Space			No.	Volume		Min. Air Changes per Hour	Number of Persons	Sensible Heat Gains		Latent Heat Gains		Temp. Diff.		Air Changes per Hour	Air Flow	
					m³			Lighting	Equipment	Persons	Equipment					Sensible
Name															m³/h	
Giro and Odometer Roor			1101	5.7	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.0	2.0	11	
JR Room 2 (2)			1102	10.1	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.441	10.0	13.1	132	
JR Room 1 (6)			1103	21.0	2.0	6		0.000	0.200	0.238	0.000	0.873	10.0	12.4	260	
JR Room 4 (4)			1201	18.9	2.0	4		0.000	0.200	0.159	0.000	0.657	10.0	10.3	196	
Bathroom Area			1202	29.9	2.0	4		0.000	0.200	0.159	0.000	0.637	10.0	6.3	190	
General Store 3			1203	31.6	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.251	10.0	2.4	75	
General Store 2			1204	10.5	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.167	10.0	4.7	50	
JR Room 5 (4)			1205	28.0	2.0	4		0.000	0.200	0.159	0.000	0.621	10.0	6.6	185	
JR Room 3 (6)			1206	30.8	2.0	6		0.000	0.300	0.238	0.000	0.881	10.0	8.5	263	
Small Arms Workshop			1208	5.2	2.0	1		0.000	0.100	0.130	0.000	0.289	10.0	16.4	86	
Small Arms Magazine			1209	8.0	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.105	10.0	3.9	31	
General Store 1			1210	8.4	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.060	5.8	3.7	31	
PO Room 6			1301	18.0	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.429	10.0	7.1	128	
PO room 2			1302	18.9	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.474	10.0	7.5	141	
Main Switchboard FWD			1303	31.8	2.0			0.000	2.600	0.000	0.000	2.875	10.0	27.0	857	
Damage Control Station			1304	32.8	2.0			0.000	0.200	0.000	0.000	0.445	10.0	4.0	133	
Emergency Sanitary Con			1305	5.8	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.036	9.2	2.0	12	
PO Room 7			1307	14.5	2.0	1		0.000	0.200	0.040	0.000	0.280	10.0	5.8	84	
PO Room 5			1308	13.7	2.0	1		0.000	0.200	0.040	0.000	0.355	10.0	7.7	106	
PO Room 4			1309	12.4	2.0	1		0.000	0.200	0.040	0.000	0.355	10.0	8.5	106	
PO Room 3			1310	12.8	2.0	1		0.000	0.200	0.040	0.000	0.280	10.0	6.5	84	
PO Room 1			1311	18.2	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.516	10.0	8.5	154	
Canteen			1312	13.1	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.442	10.0	10.0	132	
Canteen Store			1313	17.3	2.0			0.000	0.000	0.000	0.000	0.170	10.0	2.9	51	
Commanding Officer Roc			1401	22.5	2.0	1		0.000	0.100	0.040	0.000	0.329	10.0	4.4	98	
Commanding Officer Day			1402	37.8	2.0	4		0.000	0.200	0.159	0.000	0.863	10.0	6.8	257	
Cabin (2) STB			1403	26.7	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.546	10.0	6.1	163	
XO Room (2) STB			1404	25.2	2.0	2		0.000	0.200	0.079	0.000	0.586	10.0	6.9	175	

Cooling Load Calculations, Summary

System: AC-2.1

Specified Values											Calculated Values				
Space		No.	Volume m³	Min. Air Changes per Hour	Number of Persons	Sensible Heat Gains		Latent Heat Gains		Heat Loads			Temp. Diff.	Air Changes per Hour	Air Flow
						Lighting	Equipment	Persons	Equipment	Sensible	Latent				
												kW			
Wheelhouse AC-2.1		2601	106.7	2.0		0.000	3.800	0.000	0.000	6.431	0.000	10.0	18.0	1918	

### Cooling Load Calculations, Summary

System: AC-2.2

Specified Values										Calculated Values						
Space			Min. Air Changes per Hour	Number of Persons	Sensible Heat Gains		Latent Heat Gains		Temp. Diff. °C			Air Changes per Hour	Air Flow			
					Equipment		Persons							Equipment		
					Lighting	Equipment	Persons	Equipment						Sensible	Latent	
Name			No.	Volume m³	kW											
Bottle Store			2101	19.2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.086	0.000	6.7	2.0	38		
Provision Store			2102	23.6	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.051	0.000	3.2	2.0	47		
Laundry			2201	40.5	0.000	1.700	0.261	0.000	0.000	2.441	0.261	10.0	18.0	728		
JR Room 10 (4)			2202	30.2	0.000	0.200	0.159	0.000	0.000	0.719	0.159	10.0	7.1	214		
JR Room 8 (4)			2203	26.7	0.000	0.200	0.159	0.000	0.000	0.629	0.159	10.0	7.0	188		
JR Room 6 (4)			2204	26.4	0.000	0.200	0.159	0.000	0.000	0.618	0.159	10.0	7.0	184		
JR Room 11 (4)			2205	26.2	0.000	0.200	0.159	0.000	0.000	0.740	0.159	10.0	8.4	221		
JR Room 9 (4)			2206	28.0	0.000	0.200	0.159	0.000	0.000	0.599	0.159	10.0	6.4	179		
JR Room 7 (4)			2207	32.7	0.000	0.200	0.159	0.000	0.000	0.660	0.159	10.0	6.0	197		
Petty Officer Mess Room			2304	58.8	0.000	0.400	0.556	0.000	0.000	1.743	0.556	10.0	8.8	520		
Technical Office			2305	27.5	0.000	0.500	0.238	0.000	0.000	1.147	0.238	10.0	12.4	342		
Sick Bay			2306	30.5	0.000	0.400	0.119	0.000	0.000	0.779	0.119	10.0	7.6	232		
Sick Bay / isolating			2307	8.0	0.000	0.100	0.079	0.000	0.000	0.261	0.079	10.0	9.8	78		
Sick Bay / bathroom			2308	6.8	0.000	0.100	0.040	0.000	0.000	0.180	0.040	10.0	7.9	54		
Medical Store			2309	5.0	0.000	0.100	0.000	0.000	0.000	0.159	0.000	10.0	9.5	48		
2 PO			2310	17.4	0.000	0.300	0.079	0.000	0.000	0.543	0.079	10.0	9.3	162		
Officers Mess Room			2401	74.8	0.000	0.000	0.477	0.000	0.000	1.940	0.477	10.0	7.7	579		
Officers Pantry			2402	18.4	0.000	0.600	0.079	0.000	0.000	0.861	0.079	10.0	14.0	257		
Navigation Officer Room			2403	16.4	0.000	0.300	0.040	0.000	0.000	0.380	0.040	10.0	6.9	113		
Operational Officer Room			2404	19.4	0.000	0.200	0.040	0.000	0.000	0.280	0.040	10.0	4.3	84		
Engineers Officer Room			2405	27.8	0.000	0.200	0.079	0.000	0.000	0.415	0.079	10.0	4.5	124		
Radio Room			2501	10.4	0.000	1.900	0.079	0.000	0.000	2.278	0.079	10.0	65.6	679		
Radio Equipment Room			2502	4.5	0.000	5.300	0.000	0.000	0.000	5.305	0.000	10.0	351.6	1582		
Wheelhouse AC-2.2			2601	106.7	0.000	0.000	0.159	0.000	0.000	0.322	0.159	4.5	2.0	213		

## System: AC-2.3

29-02-2016



## Cooling Load Calculations, Summary

System: AC-3.1

Specified Values										Calculated Values					
Space		No.	Volume		Min. Air Changes per Hour	Number of Persons	Sensible Heat Gains		Latent Heat Gains		Heat Loads		Temp. Diff.	Air Changes per Hour	Air Flow
			m³				Lighting	Equipment	Persons	Equipment					
											kW				
Scullery		3301	17.1		2.0	2	0.000	0.600	0.261	0.000	1.055	0.261	10.0	18.4	315
MessRoom for Ratings		3302	105.8		2.0	24	0.000	0.500	0.953	0.000	3.409	0.953	10.0	9.6	1017
Bar for Ratings		3303	16.6		2.0	2	0.000	0.600	0.079	0.000	0.957	0.079	10.0	17.2	286
Office of Petty Officer on		3304	20.4		2.0	1	0.000	0.400	0.040	0.000	0.720	0.040	10.0	10.5	215
Damage Control Station		3305	8.0		2.0		0.000	0.000	0.000	0.000	0.154	0.000	10.0	5.8	46
Wash Room Gents		3306	6.8		2.0	1	0.000	0.100	0.040	0.000	0.261	0.040	10.0	11.4	78
Wash Room Ladies		3307	4.2		2.0	1	0.000	0.100	0.040	0.000	0.240	0.040	10.0	17.0	72
Ships Office		3308	7.1		2.0	2	0.000	0.500	0.079	0.000	0.821	0.079	10.0	34.7	245
Computing Center		3309	12.6		2.0	2	0.000	1.400	0.079	0.000	1.721	0.079	10.0	40.7	513
Copy Center		3310	7.2		2.0	1	0.000	0.600	0.040	0.000	0.748	0.040	10.0	31.1	223
Supply Office		3311	14.2		2.0	2	0.000	0.600	0.079	0.000	0.921	0.079	10.0	19.3	275

Cooling Load Calculations, Summary

System: AC-4.1

Specified Values										Calculated Values						
Space			No.	Volume m³		Min. Air Changes per Hour	Number of Persons	Sensible Heat Gains		Latent Heat Gains		Heat Loads		Temp. Diff.	Air Changes per Hour	Air Flow
								Lighting	Equipment	Persons	Equipment					
Name			kW		kW		°C		m³/h							
General Store			4201	50.6	2.0		0.000	0.000	0.000	0.656	0.000	9.5	206			
Mechanical Work Shop			4203	29.4	2.0	2	0.000	0.500	0.261	0.000	1.063	0.261	10.0	317		
Diving Material Store			4204	18.6	2.0		0.000	0.000	0.000	0.000	0.260	0.000	10.0	77		
General store 4			4206	33.5	2.0		0.000	0.000	0.000	0.000	0.474	0.000	10.0	141		
Main Switchboard AFT			4207	21.2	2.0		0.000	1.500	0.000	0.000	1.780	0.000	10.0	531		
Electrical Workshop			4208	15.1	2.0	2	0.000	0.500	0.261	0.000	0.886	0.261	10.0	264		
Cold store Lobby			4211	9.4	2.0	1	0.000	0.000	0.130	0.000	0.105	0.130	10.0	31		

Cooling Load Calculations, Summary

System: AC-4.2

Specified Values										Calculated Values				
Space			Min. Air Changes per Hour	Number of Persons	Sensible Heat Gains		Latent Heat Gains		Heat Loads			Temp. Diff.	Air Changes per Hour	Air Flow
Name	No.	Volume			Lighting	Equipment	Persons	Equipment	Sensible	Latent				
											m³			
Cargo Hold 1	4202	122.9	4.0	45	0.000	0.200	1.788	0.000	5.465	1.788	10.0	13.3	1630	

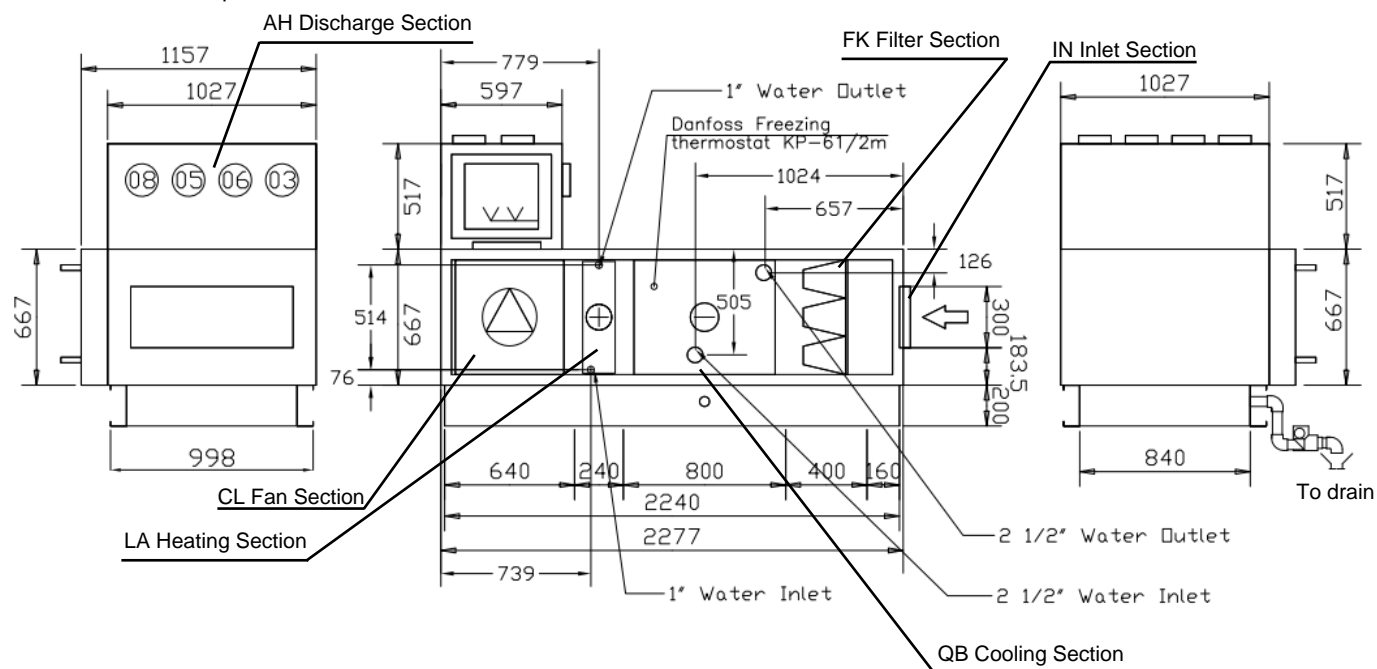


## **Anexo II - Dados técnicos AC3.1 e AC2.2**

### **II.1 AC2.2**

Customer West Sea Viana Shipyard  
Reference 31351  
Product **Climaster ZCR 9/6**  
MPID mp-a01

Project. C008 / C009 (OPV)  
Quotation/order 4500330885  
Site C008 / C009 (OPV)  
Our Reference. AC-2.2-Accommodation FWD 24,6



### Climaster Data

Total height	1384	mm
Total length	2277	mm
Width	1027	mm
Width with large function, Rotor exchanger or heating/cooling coil	1157	mm
Casing material AluZinc		
Without Roof		
The AHU is delivered assembled on baseframe		
Mounting and maintenance instruction in	UK-English	
Total weight for AHU	521	kg
Supply air flow direction	Left	
Supply Voltage	3x400	Volt
Supply Frequency	50	Hz

### Supply air: (Reference 1,2 kg/m³)

#### Section 2

IN Inlet  
FK FK Compact filter  
QB Cooling function  
LA Heating function  
CL pos A Fan function

#### Section 1

AH Discharge section

Air volume	1.16	m³/s
	4163	m³/h
External static pressure loss inlet	150	Pa
External static pressure loss outlet	1200	Pa

### Specific Fan Power for complete AHU

3894 J/m³

### Customer Text

### Section 2 Length 2277 mm Height 667 mm Weight 375.3 kg Pos Left

Inlet		IN	
Supply air		Air quantity	1.16 m³/s
Position	Inlet end	Air velocity	4.8 m/s
		Pressure loss	8 Pa
Panel	For duct connection		
Damper	Not included		
Regulation	Not included		
Flex connection	Not included		
Inlet box	Not included		
LS flanger for duct connection	Not included		

Length 160 mm Weight 23.2 kg

FK Compact filter		FK	
Supply air		Air quantity	1.16 m³/s
Filter type	F7 Compact filter		
Spare filter type	None		
Spare filter set	0 set	Air velocity over total filter areal	0.00 m/s
Drip pan	Not included	Air velocity over filter front areal	3.73 m/s
Water trap	Not included	Pressure loss	190 Pa
Inspection window.	Not included	Initial pressure loss	130 Pa
Light, switch incl. (230V)	Not included	Recommended final pressure loss	250 Pa
Filter guard	U-tube manometer		

Length 400 mm Weight 35.8 kg

Cooling function		QB	
Cooling coil	Mounted	Air quantity	1.16 m³/s
Supply air		Temp. in	35.6 °C
Size of cooling function	Large	Relative humidity inlet	70 RH
Type	1326A1610086025WXX16		
Fin distance	2.5	Temp. out	10.4 °C
Number of tube rows	16 pcs	Relative humidity outlet	99 RH
Dimension of inlet connection	2 1/2"	Air velocity	2.8 m/s
Dimension of outlet connection	2 1/2"	Pressure loss	492 Pa
Connected from access side		Temp. of fluid in	6.0 °C
Droplet separators	Included	Temp. of fluid out	12.0 °C
Water trap	Included	Pressure loss fluid	54 kPa
Weight coil	80.65 kg	Fluid quantity	4.242 l/s
Condensate	1.58 l/min	Fluid velocity	1.65 m/s
Surplus Area	4 %	Fluid content	32.82 l
		Output power	103.6 kW
		Type of fluid	Water + ethylene glycol
		Glycol	15 %

#### Manually controlled input variables

Length 800 mm Weight 151.2 kg

### Heating function

### LA

Heating coil	Mounted	Air quantity	1.16 m <sup>3</sup> /s
Supply air		Temp. in	2.2 °C
Size of heating function	Small	Temp. out	25.0 °C
Type			
HW-EC-2.1-700-508-2R-4-V2-Cu 0.35/AlMg 0.16		Air velocity	3.4 m/s
Fin distance	2.1	Pressure loss	72 Pa
Number of tube rows	2 pcs	Temp. of fluid in	70.0 °C
Dimension of inlet connection	1"	Temp. of fluid out	60.0 °C
Dimension of outlet connection	1"	Pressure loss fluid	30 kPa
Connected from access side		Fluid quantity	0.80 l/s
Frost pocket (prep. for thermostat)	Not included	Fluid velocity	1.63 m/s
Thermostat		Fluid content	3.48 l
Weight coil	17.16 kg	Output power	32.5 kW
Surplus Area	45 %	Type of fluid	Water + ethylene glycol
		Glycol	15 %

### Manually controlled input variables

Length	240 mm	Weight	36.8 kg
--------	--------	--------	---------

### Fan function

### CL pos A

Supply air	
Air quantity	1.16 m <sup>3</sup> /s
Static pressure	2223 Pa
Total pressure	2305 Pa
Fan outlet position	Pos A Up
Free outlet with baffle plate	
Fan type: Centrifugal	C2HB-250-M
Fan speed	4979 rpm
Max fan speed	5600 rpm
Fan efficiency	75 %
Temp. in	20.0 °C
Temp. out	23.1 °C
Fan shaft power	3.6 kW
Total sound power level for outlet Lw	95.1 dB(A)

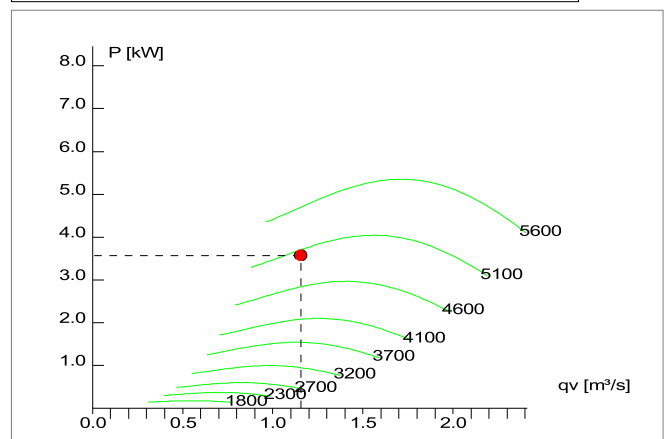
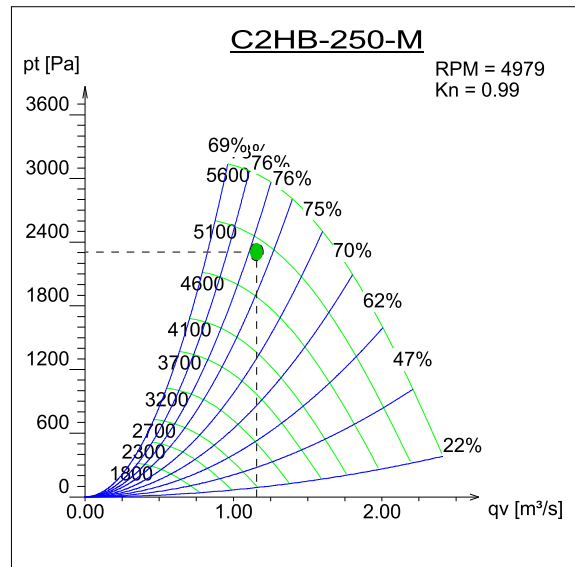
### Motor make

WEG

Motor type	WEG 2P 112M 5.5kW
Motor classification	DNV Det Norske Veritas
Rated Power	5.5 kW
Motor speed	2870 rpm
Motor operation power input	4.4 kW
Voltage	3x400 Volt
Frequency	50 Hz
Current	10.5 amp
Efficiency	83 %
Direct start 1 speed	
Enclosure class	IP55
Thermal protection	No protection
Weight motor	40 kg

### Belt drive

Belt calculations refer to Optibelt products	
Belt pulley, fan	75-2
Belt pulley, motor	125-2
Bush, fan	1210 / 20
Bush, motor	1610 / 28
V-belt	XPZ 630
Number of spare belts set	0
P/Q Spec. Fan Power (this fan)	3998 J/m <sup>3</sup>
Total efficiency	57.6 %
<b>Accessories</b>	
Inspection window.	Not included
Light, switch incl. (230V)	Not included
Safety switch.	Not included
Air quantity meter.	Not included
Wire guard in door way.	Not included
Flex connection.	Not included
Exhaust hood.	Not included



Mean frequency in Hz and sound power level i dB

	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	
Inlet	83	85	86	91	97	89	85	74	dB
Outlet	92	92	93	87	92	87	85	80	dB

Length	640 mm	Weight	109.1 kg
--------	--------	--------	----------



<b>Section 1 Length</b>	<b>597 mm</b>	<b>Height</b>	<b>517 mm</b>	<b>Weight</b>	<b>51.0 kg</b>	<b>Pos Left</b>
-------------------------	---------------	---------------	---------------	---------------	----------------	-----------------

## Discharge section

## AH

Discharge section	Top mounted			
Supply air			Air quantity	1.16 m <sup>3</sup> /s
Number of spiroducks with ø160	12	pcs	Air velocity	4.8 m/s
Number of spiroducks with ø200	0	pcs	Pressure loss (cold flow)	0 Pa
Number of thermometers	1	pcs		
Number of thermometer flanges	1	pcs		
End covers with ø160 in flow	1	pcs		
End covers with ø200 in flow	0	pcs		
Length	560	mm	Weight	31.9 kg

### Sound calculation for AHU. (-) for attenuation values

All values are sound power levels

### Supply air: (Reference 1,2 kg/m³)

Total sound power level (Lw) to duct for

Inlet	88	dB	87	dB(A)
Outlet	99	dB	95	dB(A)

Sound power level (Lw) to duct for

	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	
Inlet	74	78	79	82	85	74	68	50	dB
Outlet	92	92	93	87	92	87	85	80	dB

### Sound attenuation through AHU wall (Breakout noise)

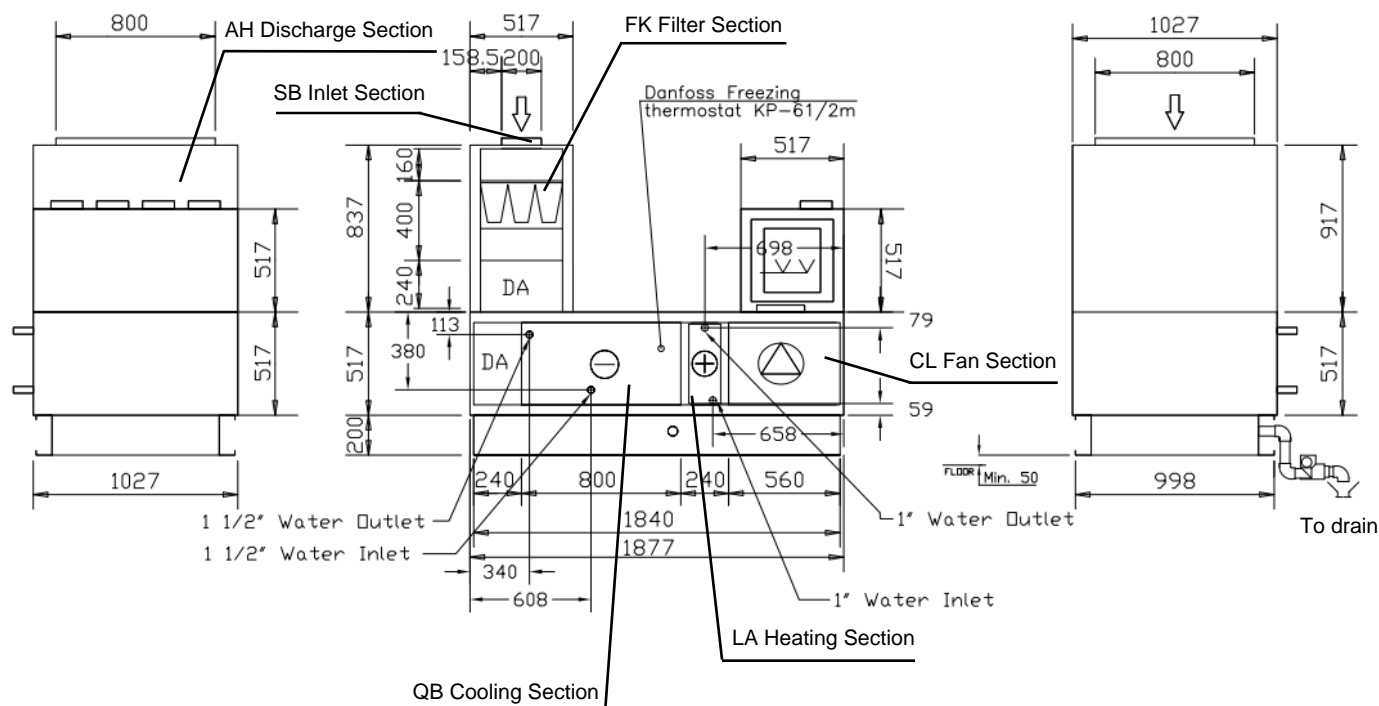
<b>n through AHU wall (Breakout noise)</b>	77						dB	67			dB(A)
Breakout noise to service room	72	74	70	61	63	55	51	41	dB		

IN	Inlet	0	0	0	0	0	0	0	dB
FK	Filter function	-2	-3	-3	-4	-5	-7	-9	dB
QB	Cooling function	-6	-3	-3	-4	-5	-5	-10	dB
LA	Heating function	-1	-1	-1	-1	-2	-3	-4	dB
CL pos A	Fan function	83	85	86	91	97	89	85	74
		92	92	93	87	92	87	85	80
	Inlet	0	0	0	0	0	0	0	dB
	Outlet								dB

## II.2 AC3.1

Customer West Sea Viana Shipyard  
Reference 31351  
Product **Climaster ZCR 9/4**  
MPID mp-a01

Project. C008 / C009 (OPV)  
Quotation/order 4500330885  
Site C008 / C009 (OPV)  
Our Reference. AC-3.1-Accommodation 39,0-51,6



### Climaster Data

Total height	1554	mm
Total length	1877	mm
Width	1027	mm
Casing material AluZinc		
Without Roof		
The AHU is delivered assembled on baseframe		
Mounting and maintenance instruction in		
Total weight for AHU	359	kg
Supply air flow direction	Right	
Supply Voltage	3x400	Volt
Supply Frequency	50	Hz

### Supply air: (Reference 1,2 kg/m³)

#### Section 1

SB	Mixing and recirculation
FK	FK Compact filter
DA	Empty function
QB	Cooling function
LA	Heating function
CL pos A	Fan function

#### Section 2

AH	Discharge section
Air volume	0.40 m³/s
	1440 m³/h
External static pressure loss inlet	150 Pa
External static pressure loss outlet	1200 Pa

### Specific Fan Power for complete AHU

4453 J/m³

### Customer Text

### Section 1 Length 2757 mm Height 517 mm Weight 223.9 kg Pos Right

#### Mixing and recirculation

#### SB

Position	Pos 2-1	<b>Supply air</b>	
Supply air	Damper outside	Air quantity	0.40 m³/s
Extract air	Damper outside	Pressure loss	3 Pa
Without connected dampers			
Prepared for mounting of 2 motor on damper (excl. motor)		Inlet box	Not included
Flex connection.	Not included		
LS flanger for duct connection	Not included		

Length	240 mm	Weight	12.5 kg
--------	--------	--------	---------

#### FK Compact filter

#### FK

Supply air		Air quantity	0.40 m³/s
Filter type	F7 Compact filter		
Spare filter type	None		
Spare filter set	0 set	Air velocity over total filter areal	0.00 m/s
Drip pan	Not included	Air velocity over filter front areal	2.15 m/s
Water trap	Not included	Pressure loss	154 Pa
Inspection window.	Not included	Initial pressure loss	75 Pa
Light, switch incl. (230V)	Not included	Recommended final pressure loss	232 Pa
Filter guard	U-tube manometer		

Length	400 mm	Weight	20.8 kg
--------	--------	--------	---------

#### Empty function

#### DA

Supply air		Air quantity	0.40 m³/s
		Air velocity	1.1 m/s
Inspection door.	Not included	Pressure loss	1 Pa
Inspection window.	Not included		
Light, switch incl. (230V)	Not included		

Length	480 mm	Weight	25.0 kg
--------	--------	--------	---------

#### Cooling function

#### QB

Cooling coil	Mounted		
Supply air		Air quantity	0.40 m³/s
Size of cooling function	Small	Temp. in	38.0 °C
Type	1326H1108070025WXX11	Relative humidity inlet	70 RH
Fin distance	2.5	Temp. out	13.0 °C
Number of tube rows	11 pcs	Relative humidity outlet	98 RH
Dimension of inlet connection	1 1/2"	Air velocity	1.7 m/s
Dimension of outlet connection	1 1/2"	Pressure loss	149 Pa
Connected from access side		Temp. of fluid in	6.0 °C
Droplet separators	Included	Temp. of fluid out	12.0 °C
Water trap	Included	Pressure loss fluid	43 kPa
Weight coil	38.11 kg	Fluid quantity	1.592 l/s
Condensate	0.62 l/min	Fluid velocity	1.44 m/s
Surplus Area	7 %	Fluid content	12.22 l
		Output power	38.9 kW
		Type of fluid	Water + ethylene glycol
		Glycol	15 %

#### Calculated on basis of the Mixing function

Length	800 mm	Weight	79.7 kg
--------	--------	--------	---------

### Heating function

### LA

Heating coil	Mounted	Air quantity	0.40 m <sup>3</sup> /s
Supply air		Temp. in	-2.0 °C
Size of heating function	Small	Temp. out	25.0 °C
Type		Air velocity	1.7 m/s
HW-EC-2.1-700-349- 2R-3- V1-Cu 0.35/AlMg 0.16		Pressure loss	23 Pa
Fin distance	2.1	Temp. of fluid in	70.0 °C
Number of tube rows	2 pcs	Temp. of fluid out	60.0 °C
Dimension of inlet connection	1"	Pressure loss fluid	27 kPa
Dimension of outlet connection	1"	Fluid quantity	0.33 l/s
Connected from access side		Fluid velocity	1.34 m/s
Frost pocket (prep. for thermostat)	Not included	Fluid content	2.22 l
Thermostat		Output power	13.3 kW
Weight coil	12.78 kg	Type of fluid	Water + ethylene glycol
Surplus Area	77 %	Glycol	15 %

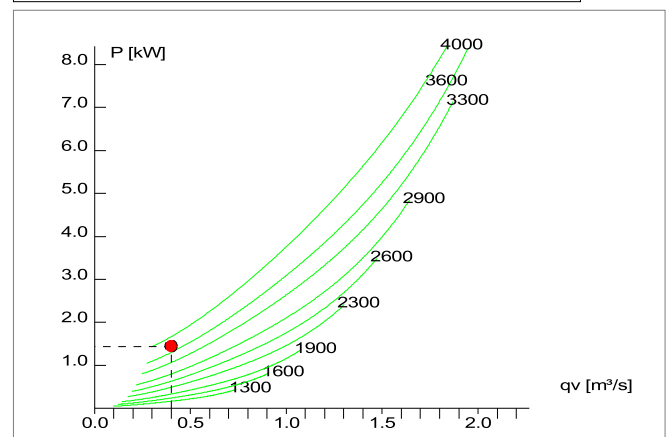
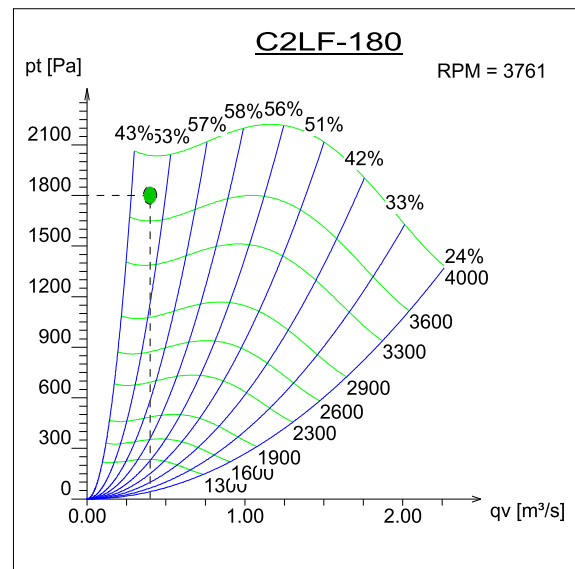
### Calculated on basis of the Mixing function

Length	240 mm	Weight	25.3 kg
--------	--------	--------	---------

### Fan function

### CL pos A

Supply air		Air quantity	0.40 m <sup>3</sup> /s
Air quantity		Static pressure	1762 Pa
Static pressure		Total pressure	1800 Pa
Total pressure		Fan outlet position	Pos A Up
Fan outlet position		Free outlet with baffle plate	
Fan type: Forward curved		Fan type: Forward curved	C2LF-180
Fan speed		Fan speed	3761 rpm
Max fan speed		Max fan speed	4000 rpm
Fan efficiency		Fan efficiency	50 %
Temp. in		Temp. in	20.0 °C
Temp. out		Temp. out	23.7 °C
Fan shaft power		Fan shaft power	1.4 kW
Total sound power level for outlet Lw		Total sound power level for outlet Lw	89.9 dB(A)
<b>Motor make</b>		<b>Motor make</b>	WEG
Motor type		Motor type	WEG 2P 90L 1.8kW
Motor classification		Motor classification	DNV Det Norske Veritas
Rated Power		Rated Power	1.8 kW
Motor speed		Motor speed	2910 rpm
Motor operation power input		Motor operation power input	1.8 kW
Voltage		Voltage	3x400 Volt
Frequency		Frequency	50 Hz
Current		Current	4,16 amp
Efficiency		Efficiency	83 %
Direct start 1 speed		Direct start 1 speed	
Enclosure class		Enclosure class	IP55
Thermal protection		Thermal protection	No protection
Weight motor		Weight motor	16,7 kg
<b>Belt drive</b>		<b>Belt drive</b>	
Belt calculations refer to Optibelt products		Belt calculations refer to Optibelt products	
Belt pulley, fan		Belt pulley, fan	75-1
Belt pulley, motor		Belt pulley, motor	100-1
Bush, fan		Bush, fan	1108 / 14
Bush, motor		Bush, motor	1210 / 24
V-belt		V-belt	XPZ 612
Number of spare belts set		Number of spare belts set	0
P/Q Spec. Fan Power (this fan)		P/Q Spec. Fan Power (this fan)	4657 J/m <sup>3</sup>
Total efficiency		Total efficiency	38.7 %
<b>Accessories</b>		<b>Accessories</b>	
Inspection window.		Inspection window.	Not included
Light, switch incl. (230V)		Light, switch incl. (230V)	Not included
Safety switch.		Safety switch.	Not included
Air quantity meter.		Air quantity meter.	Not included
Wire guard in door way.		Wire guard in door way.	Not included
Flex connection.		Flex connection.	Not included
Exhaust hood.		Exhaust hood.	Not included



### Mean frequency in Hz and sound power level i dB

	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	
Inlet	85	87	88	87	88	86	82	78	dB
Outlet	92	87	86	85	84	84	81	76	dB

Length	560 mm	Weight	58.8 kg
--------	--------	--------	---------

<b>Section 2 Length    517 mm Height    517 mm Weight    26.9 kg Pos Right</b>
--

**Discharge section****AH**

Discharge section	Top mounted			
Supply air			Air quantity	0.40 m <sup>3</sup> /s
Number of spiroducks with ø160	4	pcs	Air velocity	5.0 m/s
Number of spiroducks with ø200	0	pcs	Pressure loss (cold flow)	1 Pa
Number of thermometers	1	pcs		
Number of thermometer flanges	1	pcs		
End covers with ø160 in flow	0	pcs		
End covers with ø200 in flow	0	pcs		
Length	480	mm	Weight	25.0 kg

### Sound calculation for AHU. (-) for attenuation values

All values are sound power levels

### Supply air: (Reference 1,2 kg/m³)

Total sound power level (Lw) to duct for

Inlet	86	dB	80	dB(A)
Outlet	95	dB	90	dB(A)

Sound power level (Lw) to duct for

	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	
Inlet	76	80	81	78	76	71	65	54	dB
Outlet	92	87	86	85	84	84	81	76	dB

### Sound attenuation through AHU wall (Breakout noise)

	79						66		dB(A)
Breakout noise to service room	74	76	72	57	54	52	48	45	dB

SB	Mixing and recirculation	0	0	0	0	0	0	0	dB
FK	Filter function	-2	-3	-3	-4	-5	-7	-9	dB
DA	Empty function	0	0	0	0	0	0	0	dB
QB	Cooling function	-6	-3	-3	-4	-5	-5	-10	dB
LA	Heating function	-1	-1	-1	-1	-2	-3	-3	dB
CL pos A	Fan function	85	87	88	87	88	86	82	dB
		92	87	86	85	84	84	81	dB
		0	0	0	0	0	0	0	dB



## Anexo III - Medições efetuadas nas provas de mar

CONSTRUÇÃO Nr: 008/9 - NPO

FORMULÁRIO Nr: HAT/HTR 009.02.25

PÁG. Nr :

108 de

(New Building Nr)

(Trial Form Nr)

(Page Nr)

115

**TABELA A – MEDIÇÕES EFECTUADAS**

UNIDADE	LOCALIZAÇÃO DA ALIMENTAÇÃO DE AR	PAV.	CAUDAL (m³/h)		OBS
			NOMINAL	MEDIDO	
ZONA 1					
S1.2A	Ventilação do Tronco de escadas balizas #21,6 - #24,6		246	116+120=236	*
S1.2B	Ventilação do Tronco de escadas balizas #18,6 - #20,4		185	195	*
S1.2C	Ventilação do Tronco de escadas balizas #9,6 - #12,9		185	220	*
S1.3	Ventilação do Paiol de Cabos	1	472	510	*
E1.6	Ventilação da Casa do Impulsor de Proa	3	4500/2250	3121+1229=4350	*
E1.3	Extracção do Paiol de Tintas	2	350	365	*
E1.7	Extracção da Casa da Água Nebulizada	3	2000	2287	*
E1.2	Extracção Paiol de Abastecimento 1	2	40	39	
	Extracção Paiol de Abastecimento 2	2	58	64	
	Extracção Paiol de Abastecimento 3	2	50	54	
	Extracção da Escotaria	2	50	53	
	Extracção do Paiol de Armamento Portátil	2	54	54	
	Extracção do Destacamento LA AV	1	59	60	
	Extracção da Cantina	1	102	109	
	Extracção do Paiol da Cantina	1	35	40	
	Extractor E1.2 (Caudal Total)		448	473	
E1.1	Extracção do WC Camarote 1	01	50	54	*
	Extracção do WC Oficial Imediato	01	71	74	
	Extracção da Casa de Banho do Comandante	01	80	82	*
	Extracção da Camarinha do comandante	01	100	117	
	Extracção do Sanitário de Emergência	1	24	26	*
	Extracção WC Camarote sargentos 1	1	77	84	
	Extracção WC Camarote Sargentos 3/4	1	50	49	*
	Extracção WC Camarote Sargentos 2	1	70	75	
	Extracção WC Camarote Sargentos 6	1	70	78	
	Extracção WC Camarote Sargentos 5/7	1	50	55	
	Extracção Sanitário de Praças	2	300	66+66+74+73+70=349	*
	Extracção WC Coberta 3	2	72	80	
	Extracção WC Coberta 5	2	86	87	
	Extractor E1.1 (Caudal Total)		1100	1210	
AE1.1	Recirculador Unid AC1.1 – Extracção Corredor Camarinha	01	112	100	*
	Recirculador da Unidade AC1.1 – Extracção do Corredor	1	215	128+132=260	*
	Recirculador da Unidade AC1.1 – Extracção da Coberta 3	2	100	110	*
	Recirculador da Unidade AC1.1 – Extracção da Coberta 4	2	100	56+59=115	*
	Recirculador da Unidade AC1.1 – Extracção da Coberta 1	3	207	104+109=213	*
	Recirculador da Unidade AC1.1 – Extracção da Coberta 2	3	85	105	*

EDIÇÃO Nr : 1  
(Edition Nr)

ELABORADO :  
(Elaborated) **SQPE**

APROVADO :  
(Approved) **DQPO**

EMIÇÃO :  
(Emission) **07-09-2018**

CONSTRUÇÃO Nr: 008/9 - NPO

FORMULÁRIO Nr: HAT/HTR 009.02.25

PÁG. Nr :

109 de

(New Building Nr)

(Trial Form Nr)

(Page Nr)

115

UNIDADE	LOCALIZAÇÃO DA ALIMENTAÇÃO DE AR	PAV.	CAUDAL (m³/h)		OBS
			NOMINAL	MEDIDO	
	Recirculador da Unidade AC1.1 – Extracção da antecâmara	3	100	102	*
	<b>Recirculador AE1.1 (Caudal Total )</b>		<b>919</b>	<b>1005</b>	
<b>AC 1.1</b>	Climatização do Destacamento LA AV	1	133	140	
	FC 1.1 - Climatização do Quadro Eléctrico Principal Vante	1	82	89	*
	Climatização do Camarote do Comandante	01	98	98	*
	Climatização da Camarinha do Comandante	01	257	246	*
	Climatização do Camarote do Oficial Imediato	01	175	178	*
	Climatização do Camarote 1	01	163	165	*
	Climatização do Camarote de Sargentos 1	1	154	159	
	Climatização do Paiol da Cantina	1	51	46	
	Climatização da Coberta 4	2	196	210	
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 6	1	128	125	*
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 2	1	141	150	
	Aquecimento do Sanitário de Emergência	1	12	12	
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 7	1	84	90	
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 3	1	84	86	
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 4	1	106	107	
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 5	1	106	115	*
	Aquecimento da Cantina	1	132	127	
	Aquecimento da Coberta 2	3	132	131	
	Aquecimento da Coberta 1	3	260	265	*
	Aquecimento dos Sanitários de Praças	2	190	185	
	Aquecimento da Coberta 5	2	185	190	
	Aquecimento da Coberta 3	2	263	266	*
	Aquecimento da Escotaria	2	86	94	
	Aquecimento do Paiol de Armamento Portátil	2	31	34	
	Paiol de Abastecimento 1 (MS25)	2	31	31	
	Paiol de Abastecimento 2 (MS25)	2	50	57	
	Paiol de Abastecimento 3 (MS25)	2	75	70	
	<b>Unidade AC 1.1 (Caudal Total)</b>		<b>3405</b>	<b>3466</b>	
<b>FC 1.2</b>	Caudal Ar Exterior - Paiol de Munições	2	50	86	*
	Caudal Ar Recirc. - Paiol de Munições		450	363	*
	<b>Caudal Total de Climatização do Paiol de Munições</b>		500	459	*
<b>FC 1.4</b>	Caudal Ar Exterior - Paiol de Munições Prontas	01	20	88	*
	Caudal Ar Recirc. - Paiol de Munições Prontas		280	284	*
	<b>Caudal Total de Climatização do Paiol de Munições Prontas</b>		300	372	*
<b>FC1.1</b>	Climatização da Casa dos QEPP AV	1	2068	2124	*
<b>ZONA 2</b>					

EDIÇÃO Nr : 1  
(Edition Nr)

ELABORADO : SQPE  
(Elaborated)

APROVADO : DQPO  
(Approved)

EMIÇÃO : 07-09-2018  
(Emission)

CONSTRUÇÃO Nr: 008/9 - NPO

FORMULÁRIO Nr: HAT/HTR 009.02.25

PÁG. Nr :

110 de

(New Building Nr)

(Trial Form Nr)

(Page Nr)

115

UNIDADE	LOCALIZAÇÃO DA ALIMENTAÇÃO DE AR	PAV.	CAUDAL (m³/h)		OBS
			NOMINAL	MEDIDO	
S 2.1A	Ventilação do tronco de escadas balizas #30 - #33		472	220+245=465	*
S 2.1B	Ventilação do tronco de escadas balizas #33-36		180	200	*
S 2.2	Ventilação da Casa dos Geradores Aux. AV BB	3	8000	7959	*
	Extracção da Casa dos Geradores Aux. AV BB	3	8000	9418	*
S 2.3	Ventilação da Casa dos Geradores Aux. AV EB	3	8000	7628	*
	Extracção da Casa dos Geradores Aux. AV EB	3	8000	7274	*
S 2.4	Ventilação da Casa de Ventilação N.3	01	1050	1098	*
E 2.1	Extracção do WC da Ponte	02	100	106	*
E 2.2	Extracção do WC Camarote Navegador	01	72	65	*
	Extracção do WC Engenheiro (PE)	01	72	70	*
	Extracção do WC Oficial de Operações	01	72	66	*
	Extracção do WC Oficiais	01	72	65	*
	Extracção do WC Camarote de Sargentos 8	1	72	65	*
	Extracção do WC Sargentos	1	72	64	*
	Extracção da Câmara de Sargentos	1	348	82+84+89+94=349	*
	Extracção do WC Coberta 6	2	144	118	*
	Extracção do WC Coberta 7	2	120	117	*
	Extracção do WC Coberta 8	2	144	134	*
	Extracção do WC Coberta 9	2	144	135	*
	Extracção do WC Coberta 10	2	120	119	*
	Extracção do WC Coberta 11	2	120	118	*
	Extracção do Paiol de géneros	3	47	48	*
	Extracção do Paiol de Bebidas	3	38	35	*
	Extracção da Casa da Giro	3	11	10	*
	<b>Extractor E 2.2 (Caudal Total)</b>		<b>1668</b>	1578	
E 2.3	2.ª Velocidade Extracção da Copa de Oficiais	01	60	60 (30)	*
	Extracção da Cozinha	1	1373	1399 (667)	*
	Extracção da Casa de Preparação de Alimentos	1	56	50 (26)	*
	Extracção da Copa de Sargentos	1	162	153 (75)	*
	<b>Extracção total – 2ª velocidade</b>	01	<b>1651</b>	1662	
	<b>Extracção total – 1ª velocidade</b>	01	<b>860</b>	(798)	
E 2.4	Extracção da Enfermaria	1	300	111+99+105=315	*
	Extracção Botica	1	50	55	*
	Extracção da Casa de Banho da Enfermaria	1	100	120	*
	Extracção do Isolamento	1	150	171	*
	<b>Extractor E2.4 (Caudal Total)</b>		<b>600</b>	661	
E 2.5	Extracção da Lavandaria	2	600	89+100+93+130+105=517	*

EDIÇÃO Nr : 1  
(Edition Nr)

ELABORADO : SQPE  
(Elaborated)

APROVADO : DQPO  
(Approved)

EMIÇÃO : 07-09-2018  
(Emission)

Mod-035\_01  
14/12/2015

HAT-HTR 009.02.25- Ventilação e Ar Condicionado

CONSTRUÇÃO Nr: 008/9 - NPO

FORMULÁRIO Nr: HAT/HTR 009.02.25

PÁG. Nr: 111 de

(New Building Nr)

(Trial Form Nr)

(Page Nr)

115

UNIDADE	LOCALIZAÇÃO DA ALIMENTAÇÃO DE AR	PAV.	CAUDAL (m³/h)		OBS
			NOMINAL	MEDIDO	
AE 2.2	Recirculação da Ponte para AC2.2	Ponte	113	54+48=102	*
	Recirculação da Câmara de Oficiais para AC2.2	01	307	55+108+64+58=285	*
	Recirculação do Gabinete Técnico para AC2.2	1	40	40	*
	Recirculação do Corredor para AC2.2	2	115	62+55=117	*
	<b>Recirculador AE 2.2 (Caudal Total)</b>		<b>575</b>	544	
AC 2.1	Aquecimento da Ponte – RS40 (6 unidades)	Ponte		278+228+285+394+345+332=1862	*
	<b>Unidade AC2.1</b>		1918	1862	
AC 2.2	Climatização da Casa dos Transreceptores	02	31	50	*
	Climatização do Centro de Comunicações	02	113	110	*
	Climatização da Câmara de Oficiais	01	579	540	*
	Climatização da Copa de Oficiais	01	60	90	*
	Climatização do Gabinete Técnico	1	180	176	*
	Climatização da Câmara de Sargentos	1	420	429	*
	Climatização da Enfermaria	1	113	122	*
	Climatização da Coberta 7	2	120	118	*
	Climatização da Coberta 11	2	120	133	*
	Climatização da Coberta 10	2	120	126	*
	Aquecimento do Camarote do Navegador	01	113	125	*
	Aquecimento do Camarote do Engenheiro	01	124	128	*
	Aquecimento do Oficial de Operações	01	84	95	*
	Aquecimento da Ponte – RS35	Ponte	213	208	*
	Aquecimento da Casa de Banho da Enfermaria	1	54	63	*
	Aquecimento da Botica	1	48	57	*
	Aquecimento do Isolamento	1	78	82	*
	Aquecimento do Camarote de Sargentos 8	1	73	87	*
	Aquecimento da Coberta 8	2	188	188	*
	Aquecimento da Coberta 6	2	184	165	*
	Aquecimento da Coberta 9	2	179	170	*
	Aquecimento da Lavandaria	2	540	285+245=530	*
	Paio de Bebidas (MS25)	3	38	41	*
	Paio de Géneros (MS25)	3	47	57	*
	Casa da Giro (MS25)	3	11	25	*
	Ponte AC2.1	Ponte	178	208	*
	<b>Unidade AC2.2 (Caudal Total)</b>		<b>4008</b>	4123	
AC 2.3	Ar Condicionado AC2.3 da cozinha (5 unidades MS35)	1	1000	998	*
	Casa de Preparação de Alimentos (MS35)	1	56	62	*
	Climatização da Copa de Sargentos	1	162	154	*
	<b>Unidade AC2.3 (Caudal Total)</b>		<b>1218</b>	1214	

EDIÇÃO Nr: 1  
(Edition Nr)

ELABORADO: SQPE  
(Elaborated)

APROVADO: DQPO  
(Approved)

EMIÇÃO: 07-09-2018  
(Emission)



CONSTRUÇÃO Nr: 008/9 - NPO

FORMULÁRIO Nr: HAT/HTR 009.02.25

PÁG. Nr : 112 de

(New Building Nr)

(Trial Form Nr)

(Page Nr)

115

UNIDADE	LOCALIZAÇÃO DA ALIMENTAÇÃO DE AR	PAV.	CAUDAL (m³/h)		OBS
			NOMINAL	MEDIDO	
5121-901	Climatização do Armário de Transformadores	01	-	321	*
5121-911	Climatização do Corredor de Oficiais	01	-	334	*
5121-921	Climatização do Corredor do QE Secundário 2	2	-	190	*
<b>ZONA 3</b>					
E 3.2	Extracção dos Centrifugadores	2	3000	1239+1693=2932	*
S 3.1	Ventilação da Casa das MP's	2/3	43000	55064	
	Extracção da Casa das MP's EB	2/3	43000	39073	*
S 3.2	Ventilação da Casa das MP's	2/3	43000	59571	*
	Extracção da Casa das MP's BB	2/3	43000	37896	
S 3.3	Ventilação da Casa da Caldeirinha	01	1000	1150	*
S 3.4	Ventilação do Paiol das Embarcações	01	180	423	*
E 3.1	Extracção do Refeitório dos Praças	1	680	125+127+105+102+120+111=690	*
	Extracção da Casa de Lavagem da Palamenta	1	63	71	*
	Extracção do Bar dos Praças	1	90	99	
	Extracção do Gabinete do Sargento de Dia	1	41	44	
	Extracção do Destacamento LA AR	1	46	50	
	Extracção da Secretaria de Abastecimento	1	60	65	
	Extracção do Centro de Cópias	1	30	31	
	Extracção da Secretaria	1	60	62	
	Extracção do Centro de informática	1	60	72	*
	<b>Extractor E3.1 (Caudal Total)</b>		<b>1130</b>	<b>1184</b>	
E 3.4	Extracção dos Sanitários Homens	1	78	77	
	Extracção dos Sanitários Senhoras	1	72	68	*
	<b>Extractor E3.4 (Caudal Total)</b>		<b>150</b>	<b>145</b>	
AC 3.1	Climatização da Casa da Lavagem da Palamenta	1	83	88	*
	Climatização do Gabinete do Sargento de Dia	1	41	44	
	Climatização do Refeitório dos Praças	1	720	360+340=700	*
	Climatização da Secretaria de Abastecimento	1	72	73	
	Climatização do Centro de Cópias	1	36	34	
	Climatização da Secretaria	1	36	34	
	Climatização do Centro de informática	1	72	75	*
	Climatização do Bar	1	107	104	
	Aquecimento Destacamento LA AR	1	100	100	
	Aquecimento dos Sanitários Homens	1	78	80	*
	Aquecimento dos Sanitários Senhoras	1	72	72	*
	<b>Unidade AC3.1 (Caudal Total)</b>		<b>1417</b>	<b>1404</b>	
<b>ZONA 4</b>					
S4.1	Ventilação da Casa dos Geradores Aux. AR	3	7500	11800	*

EDIÇÃO Nr : 1 (Edition Nr)	ELABORADO : SQPE (Elaborated)	APROVADO : DQPO (Approved)	EMIÇÃO : 07-09-2018 (Emission)
-------------------------------	----------------------------------	-------------------------------	-----------------------------------

CONSTRUÇÃO Nr: 008/9 - NPO

FORMULÁRIO Nr: HAT/HTR 009.02.25

PÁG. Nr :

113 de

(New Building Nr)

(Trial Form Nr)

(Page Nr)

115

UNIDADE	LOCALIZAÇÃO DA ALIMENTAÇÃO DE AR	PAV.	CAUDAL (m³/h)		OBS
			NOMINAL	MEDIDO	
	Extracção da Casa dos Geradores Aux. AR BB	3	7500	6535	*
S4.2	Ventilação da Casa dos Geradores Aux. AR	3	7500	12700	*
	Extracção da Casa dos Geradores Aux. AR EB	3	7500	6367	*
S4.5	Ventilação do Túnel de Veios	3	1500	1755	*
E 4.5	Extracção da Casa do CO2	2	472	440	*
E 4.2	Extracção da Casa de Tratamento de Lixos	1	805	830	*
S 4.3	Ventilação da Casa da Máquina do Leme	2	1000	1040	*
E 4.1	Extracção da Oficina de Mecânica	2	167	79+95=174	*
	Extracção da Antecâmara do pavimento 2	2	150	73+79=149	*
	Extracção da Oficina de Electrotecnia	2	214	220	
	Extracção dos Quadros Principais AR	2	42	51	*
	Extracção do Paio de Abastecimentos 4	2	121	125	
	Extracção do Paio de Material de Mergulho	2	77	82	
	Extracção da Antecâmara do Paio Refrigerado	2	31	32	
	Extracção do Paio dos Serviços Gerais	2	186	201	*
	Extractor E 4.1 (Caudal Total)	2	988	1034	
E 4.3	Extracção do Porão de Carga 1 – Velocidade 1	2	750	894	*
	Extracção do Porão de Carga 1 – Velocidade 2	2	1500	1900	*
FC 4.4	Caudal Ar Exterior - Paio de Espoletas de Minas	2	20	38	*
	Caudal Ar Recirc. - Paio de Espoletas de Minas		150	137	*
	Caudal Total Climatização do Paio de Espoletas de Minas		170	175	*
FC 4.5	Caudal Ar Exterior - Paio de Material de Demolição	2	20	35	*
	Caudal Ar Recirc. - Paio de Material de Demolição		150	141	*
	Caudal Total Climatização do Paio de Material de Demolição		170	176	*
FC 4.2	Climatização da Casa da Máquina do Leme	2	1503	1644	*
FC 4.1	Climatização da Casa dos QEPP AR	2	636	808	*
AC4.1	FC 4.1 - Climatização dos Quadros Principais AR	2	42	52	*
	Climatização do Paio de Abastecimento 4	2	141	142	
	Aquecimento da Oficina de Mecânica	2	167	190	*
	Aquecimento da Antecâmara do pavimento 2	2	150	155	*
	Aquecimento da Oficina de Electrotecnia	2	264	265	
	Paio de serviços Gerais (MS25)	2	206	221	*
	Antecâmara do Paio Refrigerado (MS25)	2	31	32	
	Paio de Material de Mergulho (MS25)	2	77	83	
	Unidade AC 4.1 (Caudal Total)		1078	1140	
AC 4.2	Porão de Carga 1 (6 Unidades MS35)	2	1630 /750	1677/829	*

NOTA: Medições efectuadas nas condições de abertura de todas as válvulas de comando hidráulico e/ou Dampers inerentes ao sistema.

\* - Medições realizadas na presença de EAF (restantes medições fornecidas pelo técnico da NOVENCO)

EDIÇÃO Nr : 1 (Edition Nr)	ELABORADO : (Elaborated)	APROVADO : (Approved)	EMIÇÃO : (Emission)
	SQPE	DQPO	07-09-2018